



PROJETO DE GRADUAÇÃO

Estudo do Aumento de Potência em Turbinas Hidrocínéticas pela Ação de Difusores Hidrodinâmicos

Por,
Vinicius de Sousa de Britto

Brasília, 1 de Julho de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Estudo do Aumento de Potência em Turbinas Hidrocinéticas pela Ação de Difusores Hidrodinâmicos

POR,
Vinicius de Sousa de Britto

Trabalho submetido ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade de
Brasília como requisito parcial para obtenção
do Título de Bacharel em Engenheiro
Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Taygoara F. de Oliveira, UnB/ENM (Orientador)

Prof. Antônio César P. Brasil Júnior, UnB/ENM

Prof. Mário Bejamin B. de Siqueira, UnB/ENM

Brasília, 1 de Julho de 2015

Vinicius de Sousa de Britto

Estudo do aumento de potência em turbinas Hidrocinéticas pela ação de difusores hidrodinâmicos. – Brasília, Novembro de 2014.

77 p.: il.; 30cm.

Orientador: Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, PhD.

Projeto de Graduação – Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia – Julho de 2015

- | | | |
|----------------|------------------------------------|-----------------------|
| 1. Introdução | 2. Elementos da Teoria de Turbinas | 3. Modelagem Numérica |
| 4. Metodologia | 5. Resultados e Discussões | 6. Conclusão |
-

Dedicatória(s)

Dedico esse trabalho a todos meus familiares, especialmente para meus pais, Celso Murilo e Maria Alice, para minha irmã, Mariana Britto, que sempre me apoiaram e ajudaram nessa longa e árdua caminhada. Aos meus avós que sempre foram um exemplo de vida. Dedico também aos professores e colegas de curso que me motivaram a seguir estudando.

“O prazer no trabalho aperfeiçoa a obra.”

Aristóteles.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente, aos meus pais, por me darem a oportunidade de estudar e crescer da melhor forma possível. Pelos cuidados, ensinamentos, exemplo e amor. Sempre me motivando a batalhar por aquilo que sonhara. Por apoiarem as minhas escolhas e decisões, apenas comemorando os sucessos e me acalentando nos momentos difíceis. Obrigado por tudo, palavras nunca serão suficiente para agradecer a tudo que vocês fizeram por mim.

A minha irmã pelos momentos de cumplicidade, sabendo que jamais me abandonaria nos momentos mais difíceis. Agradeço todo o exemplo de irmã mais velha todos os dias, não existiria pessoa melhor.

A minha avó, Vilma, por todos os agrados gastronômicos e suporte que proporcionado. Obrigado vó.

A toda minha família, sem eles nada seria possível.

Ao professor Taygoara por ser meu orientador no projeto de graduação. Pelos momentos de orientação e pelos ensinamentos nas disciplinas de Cálculo I e Máquinas Térmicas. Agradeço a ele também a oportunidade de trabalhar no laboratório LEA-UnB e por abrir as portas das pesquisas científicas.

Agradeço aos colegas do Laboratório LEA-UnB. Em especial ao Paulo, que me ensinou, com muita paciência, grande parte dos meus conhecimentos sobre as simulações de dinâmica dos fluidos computacional.

A minha namorada, amiga e companheira, Paula, por todos os momentos de felicidade, a todo o suporte e incentivo.

A todos meus amigos de curso e da vida que contribuíram para a minha formação tanto acadêmica quanto da vida. Em especial, Wilker Oliveira, Rafael Rodrigues, Lucas Queiroz, Anderson Gustavo Frota, Valdé e Wesley Andrade.

RESUMO

O presente trabalho consiste no estudo do aumento da potência de turbinas hidrocínéticas, devido ao uso de um difusor hidrodinâmico formando um conjunto turbina e difusor. Serão realizadas simulações numéricas por meio de pacote comercial CFX com o objetivo de validar as geometrias, consolidar metodologias e avaliar o caso de uma turbina hidrocínética com difusor hidrodinâmico. Com as análises numéricas serão realizadas comparações e estudos sobre os casos, experimental e numérico, entre outras análises.

ABSTRACT

The present work is to study the increased power of hydrokinetic turbines due to the use of a hydrodynamic diffuser forming a set of diffuser and turbine. Numerical simulations will be conducted through commercial package CFX in order to validate the geometries, consolidate methodologies and evaluated the case of a hydrokinetic turbine. With these numerical analysis and validation will be assessed the difference between the experimental and the numerical case, among other analyzes. With the numerical analysis will be performed studies of the experimental and numerical cases, among other analyzes.

1. INTRODUÇÃO.....	13
1.1 HISTÓRICO, SITUAÇÃO E PREVISÃO ENERGÉTICA	13
1.2 TURBINAS HIDROcinÉTICAS.....	15
1.3 DIFUSORES HIDROdinÂMICOS.....	17
1.4 OBJETIVOS	18
1.4.1 Objetivos Específicos	19
1.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2. ELEMENTOS DA TEORIA DE TURBINAS.....	22
2.1 TEORIA 1-D PARA TURBINAS.....	22
3.1 TEORIA 1-D PARA DIFUSORES.....	25
3. MODELAGEM NUMÉRICA.....	28
3.1 HISTÓRICO	28
3.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	29
3.2.1 Conservação da Massa.....	29
3.2.2 Conservação do Momento	29
3.3 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA.....	30
3.3.1 Transporte de Tensão Cisalhante (SST).....	31
3.3.2 Tratamento do escoamento próximo à parede.....	32
4. METODOLOGIA.....	35
4.1 DIFUSOR	35
4.1.1 Procedimento Experimental	35
4.1.2 Geometria e Domínio Computacional	36
4.1.3 Malha Numérica	38
4.1.4 Condições de Contorno.....	39
4.1.5 Convergência de Malha	41
4.2 NREL PHASE VI	43
4.2.1 Procedimento Experimental	43
4.2.2 Geometria e Domínio Computacional	44
4.2.3 Malha Numérica	48
4.2.4 Condições de Contorno.....	50
4.2.5 Convergência de Malha	52
4.3 CONJUNTO ROTOR DIFUSOR.....	52
4.3.1 Geometria e Domínio Computacional	53
4.3.2 Condições de Contorno.....	55
4.3.3 Estudo de Malha e Convergência	56
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	59
5.1 Validação do Difusor Abe e Ohya (2003).....	59
5.2 Validação do rotor NREL <i>phase vi</i> (Hand et. al.,2001)	65
5.3 Resultado do Conjunto Hidrocinético.....	69
6. CONCLUSÃO.....	73

7. BIBLIOGRAFIA	75
-----------------------	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1-Gráfico da Oferta interna de Energia (BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL, 2014).....	14
Figura 1.2 - Exemplo de posicionamento de turbinas hidrocínéticas, fonte : http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=010115040519	15
Figura 1.3 - Turbinas hidrocínéticas axiais (com e sem difusor), fonte http://www.hatch.ca/news_publications/Energy_Innovations/August2012/guest.html	16
Figura 1.4 – Configuração típica de uma turbina hidrocínética, fonte: http://www.oocities.org/shazuga/html/antecedentes-br.html	16
Figura 1.5 - Difusor Flangeado. Fonte adaptado (ABE et. al., 2005).....	18
Figura 2.1 - Comportamento da Velocidade e Pressão antes, depois e no rotor (HANSEN, 2008).....	23
Figura 2.2 - Velocidades no Plano do Rotor e na Esteira, adaptado (HANSEN, 2008).....	25
Figura 2.3 - Esquema de recuperação de pressão difusor (BRASIL, 2015).....	26
Figura 2.4 - Coeficiente de Potência para um Rotor com Difusor (HANSEN, 2008)	27
Figura 3.1 – Decomposição de Reynolds (RANS), (ANSYS, 2013).....	30
Figura 3.2 - Estrutura da Camada Limite - Adaptado (ANSYS, 2013).....	32
Figura 3.3 - Camada limite em função de y^+ e u^+ , adaptado (WILCOX, 1988)	34
Figura 4.1 – Geometria e Domínio Computacional (ABE E OHYA, 2003)	36
Figura 4.2 - Difusor concebido via <i>SolidWorks</i>	37
Figura 4.3 - Domínio Computacional	37
Figura 4.4 - Elementos prismáticos orientados com a superfície	38
Figura 4.5 - Esferas de Influência.....	39
Figura 4.6 - Domínio e Condições de Contorno.....	40
Figura 4.7 - Pontos de monitoramento de velocidade.....	41
Figura 4.8 - Convergência de Malhas.....	42
Figura 4.9 - Túnel de Vento da NASA (HAND ET. AL., 2001).....	43
Figura 4.10 - Sonda e sensores de pressão ao longo da corda (HAND ET. AL., 2001)	44
Figura 4.11 - Especificação de geometria das pás (HAND, 2001)	45
Figura 4.12 - Ângulo de torção da pá (HAND, 2001)	45
Figura 4.13 - Perfis do aerofólio e modelo tridimensional da pá	46
Figura 4.14 - Domínio computacional phase vi.....	47
Figura 4.15 - Densidade de elementos na pá	48
Figura 4.16 - Elemento prismático no bordo de ataque da pá.....	49
Figura 4.17 - Refinamento de contato entre domínios e esferas de influência.....	50
Figura 4.18 - Condições de contorno imposta ao domínio do phase vi.....	51
Figura 4.19 - Difusor utilizado para a simulação de conjunto (em mm).....	53
Figura 4.20 - Posicionamento do rotor no difusor	54

Figura 4.21 - Domínio computacional para simulação de conjunto	55
Figura 4.22 - Condições de contorno hidrocínético	56
Figura 4.23 - Modelo de malha numérica para rotor com difusor	57
Figura 5.1 - Velocidade Normalizada no Centro do Difusor, Experimental + Malhas	60
Figura 5.2 - Comparação entre os Dados Experimentais e a Malha mais Refinada	61
Figura 5.3 - Comparação entre a Simulação 2D (Abe e Ohya, 2003) e a Simulação 3D no CFX.....	61
Figura 5.4 - Efeito da Espessura do Difusor na Velocidade Normalizada	62
Figura 5.5 - Escoamento secundário à Jusante do Difusor.....	63
Figura 5.6 - Vista posterior do difusor.....	64
Figura 5.7 - Efeito do Número de Reynolds na Velocidade Normalizada.....	64
Figura 5.8 - Coeficiente de Pressão pela corda para $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$	66
Figura 5.9 - Pressão na pá e linhas de corrente $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$	67
Figura 5.10 - Comparação entre o coeficiente de potência numérico e experimental	67
Figura 5.11 - Velocidade do escoamento no conjunto a $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$	69
Figura 5.12 – Comparação das linhas de corrente com e sem difusor para $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$	70
Figura 5.13 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$	70
Figura 5.14 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 5 \text{ m/s}$	70
Figura 5.15 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 4 \text{ m/s}$	71
Figura 5.16 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 3 \text{ m/s}$	71
Figura 5.17 - Coeficiente de potência do conjunto hidrocínético	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Evolução da Malhas para o Difusor	42
Tabela 2 - Parâmetros e valores da turbina phase vi.....	44
Tabela 3 - Condições de operação.....	51
Tabela 4 - Convergencia de malha para NREL phase vi	52
Tabela 5 - Condições de operação do conjunto	56
Tabela 6 - Convergência de malha para o conjunto	57
Tabela 7 - Resultados para phase vi	68
Tabela 8 - Resultados disponíveis na literatura	68
Tabela 9 - Resultados para o conjunto hidrocínético	72

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área do Rotor	$[m^2]$
V_0	Velocidade do Escoamento não Perturbado	$[m/s]$
\dot{m}	vazão mássica	$[kg/s]$
T	Força de empuxo Axial (Thrust)	$[N]$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$[W/m^2.K]$

Símbolos Gregos

ν	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	$[m^3/kg]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[N.s/m^2]$

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds
C_{pw}	Coeficiente de Potência
U/U_0	Velocidade Normalizada
a	Fator de Indução

Subscritos

p,b	coeficiente de potência sem difusor
p,d	coeficiente de potência com difusor
in	entrada
ex	saída

Sobrescritos

•	Variação temporal
-	Valor médio

Siglas

CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
-----	---

1. INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta considerações gerais e preliminares relacionados à situação energética no país e um breve histórico. Será explicado e definido o que é uma Turbina Hidrocinéticas (suas aplicações e tipos), um difusor e apresentado uma breve revisão bibliográfica.

1.1 HISTÓRICO, SITUAÇÃO E PREVISÃO ENERGÉTICA

Desde o início da civilização o homem usa a conversão de energia em benéfico próprio para melhorar sua vida. No Brasil, quando se vivia à época em que a cana de açúcar e o ouro eram os principais ciclos econômicos do país, a principal matriz energética utilizada era a lenha. Com o passar do tempo, devido às adaptações tecnológicas e mundiais, como a primeira guerra mundial, houveram diversas mudanças nos recursos energéticos principais passando por carvão mineral, petróleo e derivados até chegarmos a geração de energia a partir de recursos hídricos. Com a industrialização desses recursos, principalmente da hidroeletricidade, o panorama brasileiro demonstrou grande crescimento econômico.

As tecnologias de conversão também passaram por uma transição e aprimoramento, visando sempre a eficiência e viabilidade financeira. Para ilustrar essa situação basta imaginar a evolução tecnológica e o nível de complexidade quando comparadas as antigas rodas d'água com as atuais usinas hidroelétricas, onde, ambas utilizam o mesmo recurso (hídrico) para gerar energia, porém o tipo e escala de energia são totalmente diferentes.

Atualmente é possível considerar a energia elétrica especialmente como parte essencial para a vida humana, trazendo conforto e outras necessidades. Segundo o Ministério de Minas e Energia (MME) e a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) a oferta interna de energia elétrica fornecida por fontes hidráulicas ultrapassa os setenta por cento (70%) no Brasil, como ilustrado na Figura 1.1. Entretanto o Balanço Energético Nacional (BEN 2014) relata o crescimento anual médio do consumo de energia elétrica é de 3,2% o que leva a possibilidade futura de escassez deste recurso.

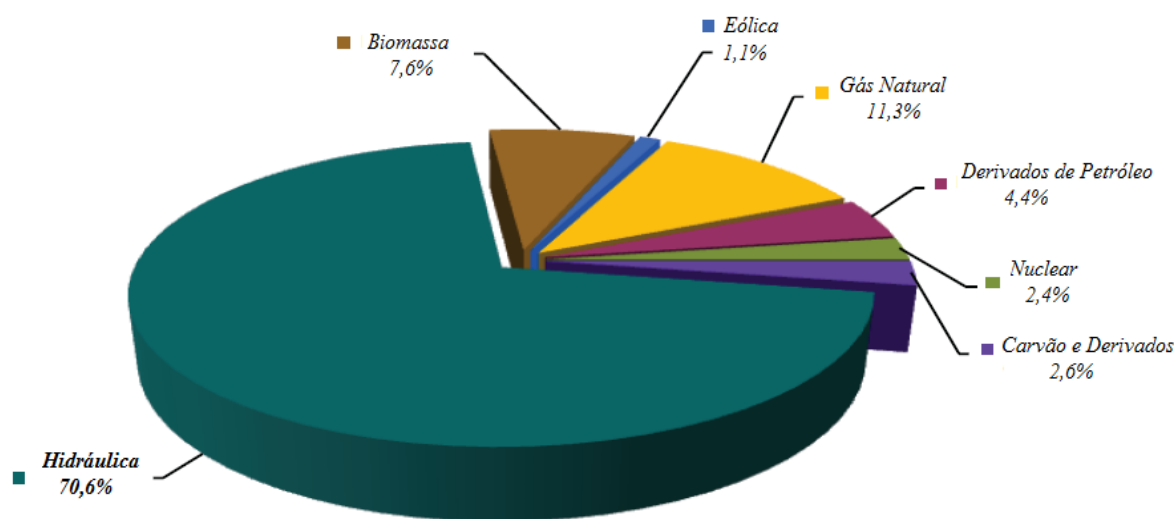


Figura 1.1-Gráfico da Oferta interna de Energia (BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL, 2014)

O crescimento econômico está diretamente relacionado com o consumo de energia de um país, no entanto no ano de 2014 o Brasil possuiu forte aumento no setor residencial, cerca de 6,2% no consumo de energia elétrica enquanto o aumento médio no setor industrial foi de apenas 0,2% representando que o maior consumo de eletricidade não ocorreu devido a um crescimento econômico mas sim pelo crescimento populacional que apresenta reflexos expressivos no consumo de energia elétrica do país.

Com possibilidade de um problema futuro de escassez de energia, grupos de pesquisa vêm buscando tecnologias para otimizar antigas fontes de energia. Porém não basta buscar uma alternativa que apenas forneça uma maior quantidade de energia, mas sim opções que sejam sustentáveis, renováveis e com alto desempenho.

Quando se pensa em energia renovável deve-se ter a consciência que grande parte dessa energia gerada é oriunda de usinas hidroelétricas, entretanto existem outros tipos como placas solares, turbinas eólicas e turbinas hidrocínéticas que mesmo representando menor parcela, estão crescendo quanto à capacidade de gerar energia de forma limpa e eficiente.

As turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal são dispositivos capazes de converter o fluxo dos rios em energia elétrica. Seu princípio de funcionamento é igual ao de turbinas eólicas e seus limites máximo de conversão energética (eficiência) são amplamente abordados na literatura e equivalem a 59,3% (BETZ, 1926).

O papel das turbinas eólicas e hidrocínéticas ainda é muito discreto na geração de energia. Estudos recentes predizem que é possível ultrapassar os limites dessas máquinas utilizando um difusor cônico entorno das turbinas. A possibilidade de gerar mais energia pode impulsionar a utilização desses dispositivos.

O foco deste trabalho é o estudo do aumento da potência gerado em turbinas hidrocínéticas provocado por um difusor hidrodinâmico. O difusor e a turbina foram validados separadamente comparando dados experimentais e simulações numéricas (CFX). Com a consolidação da metodologia, simulações para o conjunto rotor difusor foram realizadas para observar o possível aumento de potência.

1.2 TURBINAS HIDROCIÑÉTICAS

Turbinas Hidrocínéticas são turbinas desenvolvidas para converter energia cinética do rio em energia elétrica. As Turbinas Hidrocínéticas não necessitam da construção de barragens ou de condutos forçados. A Figura 1.2 ilustra um caso em que a turbina é posicionada no leito do rio. Existem tipos diferentes de turbinas, cada uma deve ser projetada para a realidade específica na qual vai ser inserida. Essa diferença normalmente é apontada pela orientação do plano do rotor em relação ao curso do rio. No presente trabalho é estudado as turbinas de eixo horizontal, pois essas apresentam maior rendimento e podem ser amplamente empregadas para conversão de energia.



Figura 1.2 - Exemplo de posicionamento de turbinas hidrocínéticas, fonte :
<http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=010115040519>.

Na Figura 1.3 é possível observar alguns tipos de turbina e seus respectivos nomes. O caso abordado para as simulações deste trabalho serão as turbinas hidrocínéticas com eixos axiais.

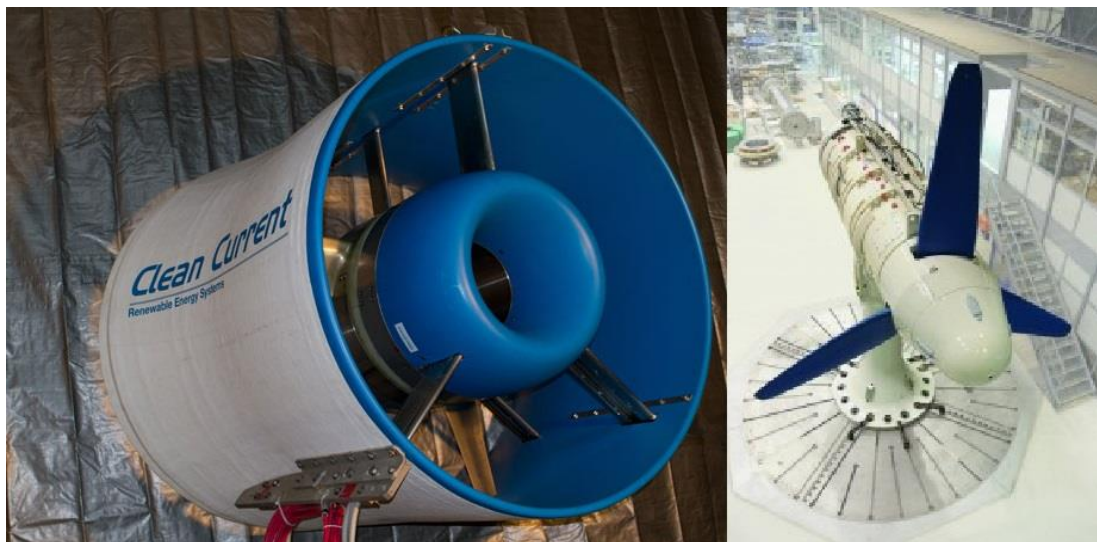
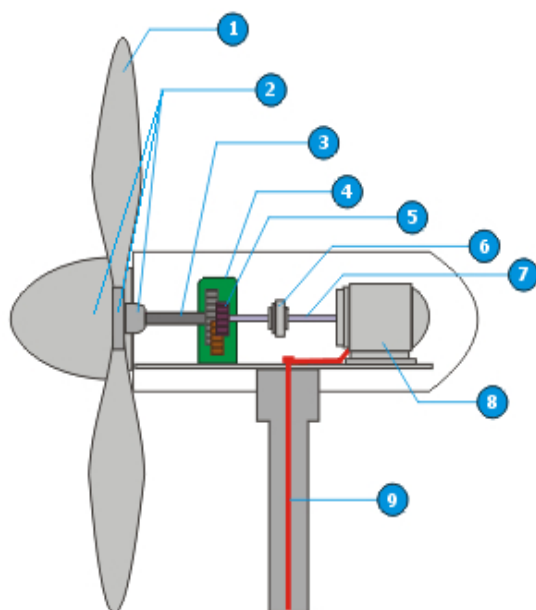


Figura 1.3 - Turbinas hidrocinéticas axiais (com e sem difusor),
 fonte http://www.hatch.ca/news_publications/Energy_Innovations/August2012/guest.html

Os rotores das turbinas são considerados como sendo toda a parte que gira entorno do eixo produzindo movimento de rotação. O rotor normalmente é formado pelas pás e por um cubo, que é acoplado no eixo. Quando se fala em turbinas hidráulicas o rotor é onde a conversão de energia acontece, convertendo energia potencial hidráulica em energia cinética que será convertida em energia elétrica. A Figura 1.4 ilustra um esquema de rotor e alguns componentes.



1. Pás.
2. Rotor.
3. Eixo do rotor (eixo de baixa velocidade)
4. Caixa multiplicadora de velocidades.
5. Serie de engrenagens dentro da caixa multiplicadora de velocidades.
6. Freno.
7. Eixo do gerador de eletricidade (eixo de alta velocidade)
8. Gerador (alternador ou dínamo) de eletricidade.
9. Cabos que transportam a energia produzida às linhas de distribuição de eletricidade.

Figura 1.4 – Configuração típica de uma turbina hidrocinética,
 fonte: <http://www.oocities.org/shazuga/html/antecedentes-br.html>

Por meio da análise do comportamento aerodinâmico de rotores de turbina de eixo horizontal, baseado na teoria de conservação de momento linear, o estudo de Betz (BETZ, 1926) definiu que o máximo de energia convertida por essa turbina seria de 59,3%. Dessa forma, a razão entre a potência convertida (P_{ot}) e a potência disponível, isto é a definição de coeficiente de potência (C_p) apresentado na equação 1.1,

$$C_p = \frac{P_{ot}}{\frac{1}{2} \rho V_0^3 A} , \quad (1.1)$$

em que, para a equação, P_{ot} é a potência gerada na turbina, ρ é a densidade do fluido (água no nosso caso), A é a seção transversal do rotor e V_0 a velocidade do escoamento não perturbado. Como as turbinas eólicas são de natureza muito semelhante às turbinas hidrocínéticas quanto à teoria que as regem, mudando apenas o fluido o qual irá passar através do rotor, então o limite de Betz é válido também para turbinas hidrocínéticas.

1.3 DIFUSORES HIDRODINÂMICOS

Os difusores hidrodinâmicos são dispositivos acoplados em turbinas hidrocínéticas com a função de aumentar a velocidade do fluido que chega ao rotor gerando mais eletricidade. O processo de difusão ocorre quando o escoamento não perturbado ao sentir a queda de pressão causada pela entrada do difusor tende a juntar as linhas de corrente, resultando na sucção de uma maior quantidade de fluido através do rotor pelo princípio de conservação de massa. A velocidade do escoamento não perturbado reage à queda de pressão com o aumento da velocidade na entrada e no interior do difusor. Na saída do difusor, com o aumento da pressão, a velocidade diminui. Tem-se que a velocidade atinge o valor máximo dentro do difusor (próximo a entrada) e o valor mínimo na parte posterior ao difusor. O estudo desse tipo de equipamento é realizado por grupos científicos com o objetivo de gerar mais energia, pois quanto maior o fluxo mássico e velocidade através do rotor maior a potência. Essa tecnologia geralmente está associada a pequenas turbinas ou turbinas que tem as dimensões limitadas por algum fator, o comum para turbinas de grande porte é aumentar o tamanho das pás ao invés de investir em difusores. Devido a esses fatores a análise do difusor é extremamente importante, pois além de ser um investimento alto ele deve corresponder ao esperado.



Figura 1.5 - Difusor Flangeado. Fonte adaptado (ABE et. al., 2005)

No presente trabalho foram analisados difusores flangeados como pode-se ver no exemplo na Figura 1.5. Esse flange é o que provoca um desvio do escoamento provocando um escoamento secundário ajudando na difusão da velocidade (ABE, 2005). A turbulência também estará presente e é definida por Karman (KARMAN, 1934) como um movimento irregular que geralmente surge em fluidos, gases ou líquidos quando os mesmo fluem por superfícies ou até mesmo quando fluxos vizinhos passam um pelo outro. O flange está localizado ao final do difusor, distante do rotor, fixado verticalmente ao difusor.

1.4 OBJETIVOS

O principal objetivo do presente trabalho é realizar um estudo numérico sobre o efeito do uso de difusores hidrodinâmicos em turbinas hidrocinéticas. São considerados rotores axiais em escoamentos turbulentos, os quais serão equipados com difusores, cujo o efeito é alvo do presente estudo. Será utilizado um software comercial para efetuar tal estudo numérico da dinâmica dos fluidos presentes nos problemas propostos.

1.4.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

1. Realizar revisão bibliográfica dos artigos relacionados ao assunto;
2. Simulações do difusor isolado (sem o rotor):
 - Realizar um estudo de convergência de malha.
 - Validar metodologia de simulação numérica de difusores hidrodinâmicos, sem o rotor, comparando com resultados experimentais disponíveis na literatura.
3. Simulações do rotor:
 - Examinar a convergência de malha.
 - Reproduzir resultados experimentais de ensaios em rotores hidrocinéticos disponíveis na literatura. Tais dados referem-se ao relatório produzido do rotor NREL *phase vi*.
4. Simulações do Conjunto (rotor + difusor):
 - Estudar combinações variadas do conjunto rotor difusor com vistas à melhoria do coeficiente de potência.

1.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O precursor dos estudos de eficiência realizados para turbinas eólicas axiais foi Betz (1926) definindo o rendimento máximo para turbinas em 59,3%, conhecido como limite de Betz. No mesmo ano Glauert implementou o “blade element momentum” (BEM) que iniciou uma técnica para a análise e projeto de performance para rotores.

Wilson e Lissaman (1978) com a teoria do disco atuador, sugeriram um modelo de esteira de vórtice de rankine como parâmetro para a extração do limite de Betz em baixa razão de velocidade de ponta.

O relatório técnico de Hand et. al. (2001) descreve o experimento da turbina NREL *phase vi* em escala real. O objetivo principal desse relatório é prover informações necessárias para quantificar o comportamento aerodinâmico e estrutural de turbinas eólicas de eixo horizontal em três dimensões. Este trabalho teve significativa importância na comunidade científica devido a quantidade de informações adquiridas pelos testes no túnel de vento. O escoamento turbulento na esteira, a pressão nas pás, o torque, a potência e o coeficiente de potência foram abordados no relatório do *phase vi* com seus respectivos resultados.

Com as informações oriundas do experimento NREL *phase vi* o estudo de turbinas axiais de um modo geral cresceu na comunidade científica. Estudos foram feitos a respeito de validação da turbina NREL *phase vi* utilizando dinâmica dos fluidos computacional. Foram produzidos artigos referentes ao experimento da turbina *phase vi* por Carcangiu (2012), Sorensen et. al. (2002), Langtry et. al. (2006), Mo e Lee (2012) e Pots-dam e Mavriplis (2009), eles reproduziram computacionalmente os testes e avaliaram os resultados com o caso experimental, validando e comprovando sua metodologia.

Veermer et. al (2003) focaram seus esforços em analisar as esteiras em rotores. Em seu trabalho eles concluíram que todos os modelos numéricos possuíam vantagens e desvantagens quando utilizados, até mesmos os baseados nas equações de Navier-Stokes que apresentam o melhor modelo de solução até hoje.

Em 2009, Invanell e Gómez-Elvira obtiveram expressivos resultados para esteiras baseando-se no método do disco atuador. Outros pesquisadores como Wenzel (2010), Fleck (2012) e Mo et. al. (2013) apresentaram bons estudos de esteira utilizando o CFD para a configuração de turbina NREL.

Estudos de modelos de turbulência SST, colapso da camada limite na pá e cavitação foram desenvolvidos por Langtry et. al. (2006), Corten (2001) e Breton (2008), Benson Bark (2010) e Bernard (2006) respectivamente.

O estudo dos difusores iniciou-se pela tentativa de se ultrapassar o limite estabelecido por Betz (BETZ, 1926). Um dos pioneiros em estudos numéricos relativos a difusores foram Abe e Ohya (2003). O trabalho experimental e numérico apresentado por eles consiste em uma investigação dos escoamentos em difusores flagelados. Por meio da comparação de dados experimentais foi possível obter estudar o comportamento turbulento causado pelo difusor, o coeficiente de potência associado a diversos ângulos de aberturas e parâmetros dos difusores, a influência do número de Reynolds no escoamento interno, o efeito do flange e o aumento de velocidade gerado no interior do difusor.

O difusor foi uma inovação que causou interesse em muitos pesquisadores para o uso mais eficiente da energia, considerando o aumento na potência extraída da turbina relativo ao movimento dos fluidos. Rio Vaz et. al. (2011) diz que o método mais eficiente

de extrair energia é com um difusor, desde que se saiba que o menor aumento do fluxo de massa representa um considerável aumento de energia.

Oman et. al. (1975) e Foreman e Gilbert (1979) conduziram um trabalho experimental em turbinas eólicas com difusores no qual a velocidade média entre o plano do rotor e o escoamento não perturbado aumentou duas vezes ou mais quando comparados resultados sem difusores.

Relativo à turbulência Bardina et. al. (1997) e Freire (2002) estudaram os efeitos da turbulência em um difusor. Outros pesquisadores, brasileiros, como Brasil et. al. (2006), estudaram aplicar os conceitos de turbinas eólicas e difusores para turbinas hidrodinâmicas em rios planos.

Um fator importante estudado seria a melhor geometria a ser adotada para aumentar a eficiência de um difusor, com os estudos de Shinomia et. al. (2013) é apresentado a geometria e angulação do flange que reflete o um aumento de velocidade no interior do difusor. Hansen e Soresen (2000) investigaram qual seria o melhor posicionamento de um difusor posicionado envolta de um rotor, essa informação é de extrema importância para que não houvesse desperdício de potência. “O limite de Betz pode ser excedido quando a turbina for posicionada com difusor, desde que este difusor provenha um aumento no fluxo de massa no plano do rotor devido à sucção de pressão causada pelo difusor” (RODRIGUES et. al., 2007).

Esse trabalho vem para contribuir na investigação do aumento de potência de turbinas com difusor por meio de simulações numéricas, baseando-se em geometrias amplamente estudadas na comunidade científica como o rotor NREL *phase vi* (HAND ET. AL., 2001) e o difusor Abe et. al. (2003).

2. ELEMENTOS DA TEORIA DE TURBINAS

Este capítulo tem como objetivo elucidar dúvidas e questionamentos sobre o estudo acerca de elementos da teoria de turbinas de eixo horizontal e difusores.

2.1 TEORIA 1-D PARA TURBINAS

A teoria 1-D para turbinas eólicas é um modelo simples de análise unidirecional para um rotor ideal. Na teoria 1-D será assumido o rotor como sendo um disco poroso. O disco é considerado ideal, portanto não há rotação de velocidade na esteira e não possui atrito. Essa teoria é apresentada para o caso do rotor e difusor no livro “Aerodynamics of Wind Turbines” (HANSEN, 2008) e será de extrema importância para a análise do ganho de potência comparando um rotor com ou sem difusor.

A Figura 2.1 ilustra que o disco poroso (rotor) atua como um dispositivo de arrasto, diminuindo a velocidade do fluido a partir de V_0 (longe do rotor) até u no plano do rotor e em u_1 no final do escoamento. Esse decréscimo de velocidade de V_0 para u_1 é devido à perda de carga imposta pelo disco atuador. O arrasto é obtido por uma queda de pressão ao longo do rotor. A jusante existe um aumento pequeno de pressão de p_0 até p , gerando uma variação Δp logo depois do rotor, porém logo a frente essa pressão se recupera e volta condição inicial p_0 .

Quando se assume o rotor sendo ideal é possível estabelecer relações simples entre as velocidades V_0, u, u_1 e a potência absorvida no eixo (P_{eixo}). Temos que levar em conta também a existência de uma força axial (Thrust) que é gerada na direção do escoamento livre resultando da queda de pressão que existe no rotor, consequentemente responsável pela queda de velocidade de V_0 para u_1 . Sua formulação teórica é feita a partir da diferença de pressão e da área do rotor ($A = \pi R^2$), e está apresentada abaixo na equação 2.1:

$$T = \Delta p A \quad (2.1)$$

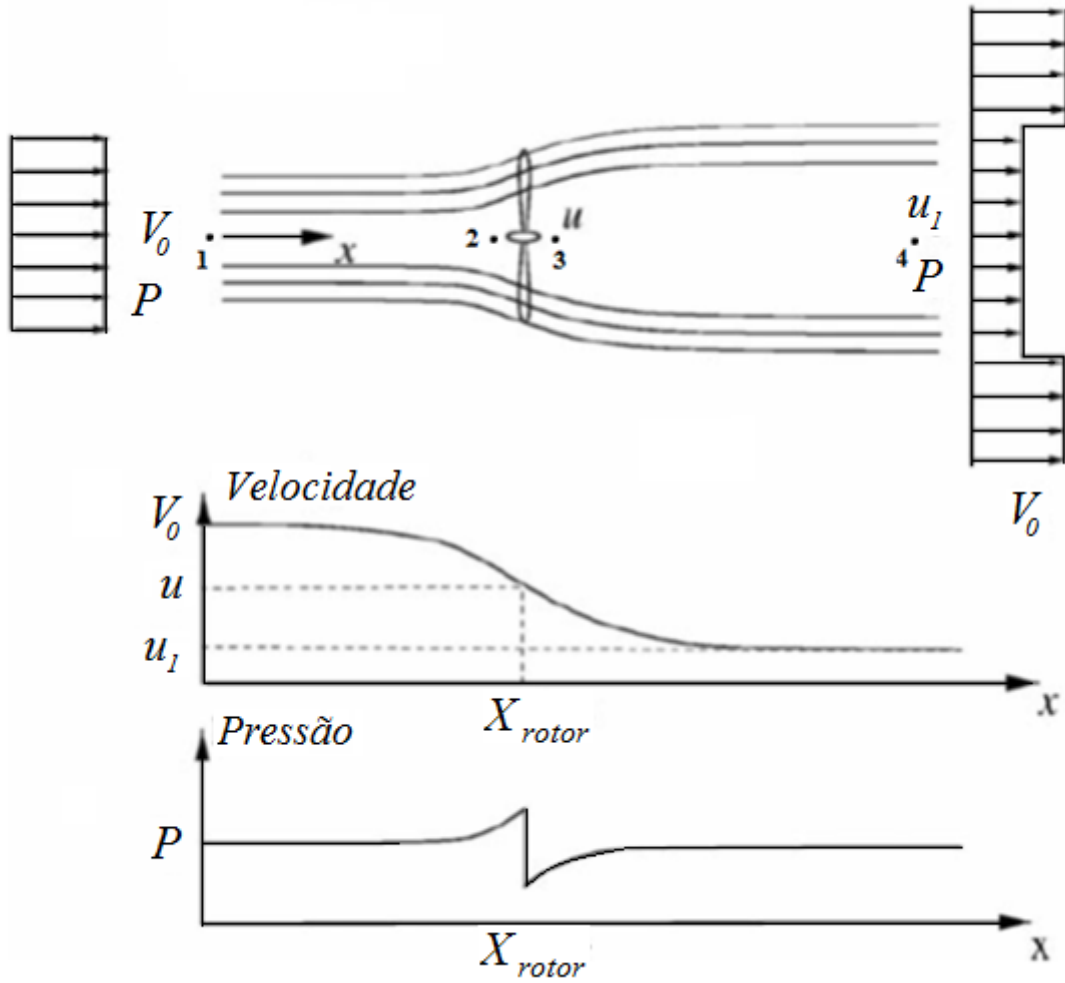


Figura 2.1 - Comportamento da Velocidade e Pressão antes, depois e no rotor (HANSEN, 2008)

Para determinar a queda de pressão no plano do rotor é necessário considerar que para um regime estacionário a vazão mássica do disco atuado vai ser

$$\dot{m} = \rho Au, \quad (2.2)$$

E a variação do momento linear no plano do rotor é dada por,

$$-\Delta PA = (V_0 - u_1)\rho AV_0(1 - a), \quad (2.3)$$

em que a é o fator de indução

$$a = \frac{V_0 - u}{V_0}, \quad (2.4)$$

Portanto define-se a força axial (T) do disco atuador pela relação entre as equações (2.1) e (2.3):

$$T = \Delta p A = (V_0 - u_1)\rho AV_0(1 - a) = 2\rho AV_0^2 a(1 - a), \quad (2.5)$$

e finalmente a potência por:

$$Potência = Tu = 2\rho AV_0^3 a(1 - a)^2. \quad (2.6)$$

Portanto, teoricamente a potência máxima disponível em uma secção transversal de área do rotor é proporcional ao cubo da velocidade para uma turbina, o que não é concretizado para um caso real como mostrado na equação 2.6. Devido a essa diferença entre a potência disponível e a potência extraída é possível medir a eficiência de uma turbina eólica por meio de um parâmetro adimensional chamado de coeficiente de potência. O coeficiente de potência nada mais é que a potência gerada no rotor pela potência disponível (teórica) como se pode ver,

$$C_p = \frac{Potência}{\frac{1}{2}\rho V_0^3 A} = \frac{2\rho AV_0^3 a(1 - a)^2}{\frac{1}{2}\rho V_0^3 A} = 4a(1 - a)^2, \quad (2.7)$$

derivando a equação (2.7) por a e igualando a zero tem-se o ponto em que a produz um C_p máximo conhecido como o limite de Betz. O limite de Betz máximo é dado para um valor de $a = 1/3$ com o coeficiente de potência máximo igual a dezesseis sobre vinte sete avos ($C_{pw,max} = \frac{16}{27}$).

Nos estudos de turbinas eólicas geralmente se associa o coeficiente de potência com a razão de velocidade de ponta de pá (λ). Esse parâmetro é adimensional que relaciona a velocidade de rotação da ponta da pá com a velocidade do escoamento não perturbado (V_0).

$$\lambda = \frac{R\Omega}{V_0} \quad (2.8)$$

no qual R é o raio do rotor da turbina e Ω a velocidade angular da turbina.

Por fim para a validação de turbinas é costumeiro a utilização de um coeficiente de pressão, o qual representa um valor adimensional que geralmente é relacionado pela posição na corda das pás. O coeficiente de pressão ($C_{pressão}$) é descrito pela equação (2.9) e representa a diferença entre a pressão local na pá e a pressão ambiente, $p - p_{\infty}$ respectivamente, dividido pela velocidade do escoamento normal ao bordo de ataque definida por $(\sqrt{(u_{\infty}^2 + (r \Omega)^2)})^2$ e pela metade da densidade.

$$C_{pressão} = \frac{p - p_{\infty}}{0,5\rho\sqrt{(u_{\infty}^2 + (r \Omega)^2)^2}}. \quad (2.9)$$

3.1 TEORIA 1-D PARA DIFUSORES

A secção transversal de um difusor pode ser simplificada como um par de aerofólios conforme ilustra a Figura 2.2. Segundo Vries (1979), o efeito da sustentação é de criar um anel de vórtice que pela lei de Bio-Savart vai induzir uma velocidade que aumentará o fluxo de massa através do rotor.

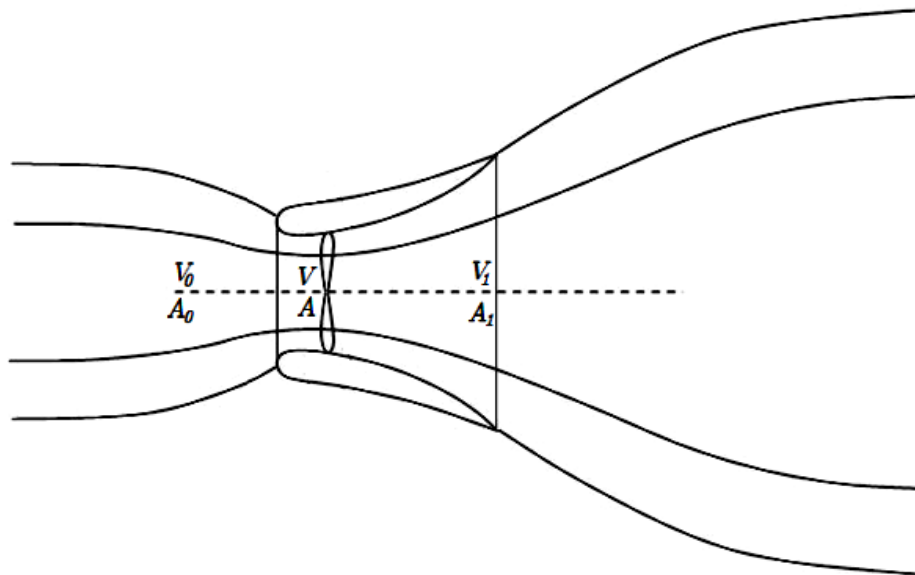


Figura 2.2 - Velocidades no Plano do Rotor e na Esteira, adaptado (HANSEN, 2008)

Seguindo o mesmo raciocínio utilizado para o rotor temos que em um regime estacionário para um fluido invíscido sem realização de trabalho nem ganhos de energia, pode-se definir uma vazão mássica e uma diferença de pressão no difusor que irá causar uma variação do momento linear, portanto tem-se que a velocidade axial no plano do

rotor é dada por V e o coeficiente de aumento dessa velocidade ε , onde ε é a razão entre a velocidade no plano do rotor (V) pela velocidade do escoamento inicial não perturbado (V_0). O coeficiente de potência para um rotor com difusor segue equação (2.10) apresentada abaixo:

$$C_{p,d} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho V_0^3 A} = \frac{TV_2}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 A \frac{V_0}{V} V} = C_T \varepsilon \quad (2.10)$$

Portando comparando uma turbina sem difusor e com uma com difusor obteremos a relação (2.11),

$$\frac{C_{p,d}}{C_{p,b}} = \frac{\varepsilon}{(1-a)} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_b}, \quad (2.11)$$

em que $C_{p,d}$ é o coeficiente de potência para o conjunto turbina mais difusor e $C_{p,b}$ é dado para uma turbina sem difusor e $\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_b}$ é a relação de proporcionalidade entre as vazões mássicas através da turbina com e sem difusor. O coeficiente de empuxo (C_T) é dado pela relação entre a força resultante na direção principal a partir da queda de pressão sobre o rotor.

Quando comparado ao caso do rotor, a recuperação de pressão no difusor ocorre de forma mais lenta e gradual, conforme ilustra a Figura 2.3. A pressão baixa a jusante do difusor induz um aumento no fluxo mássico no interior do dispositivo.

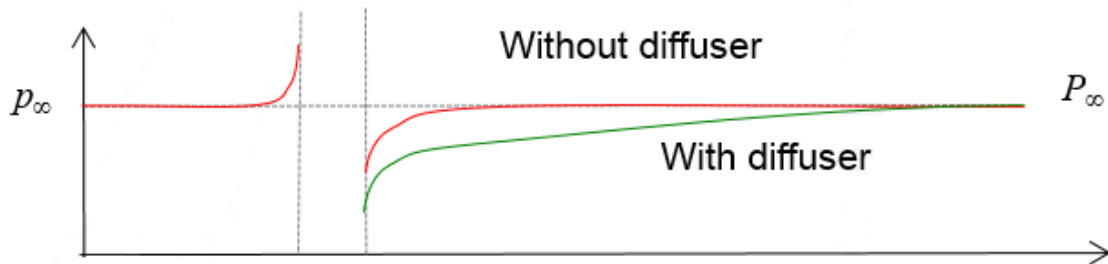


Figura 2.3 - Esquema de recuperação de pressão difusor (BRASIL, 2015)

Com gradientes adversos de pressão presente no fluxo dentro do difusor a camada limite tenderá a se separar e com isso diminuir a eficácia desse dispositivo (HANSEN,

2008). Um dos motivos é se a razão entre as áreas de entrada e saída forem muito grandes, portanto o ângulo de abertura não deve superar 8° .

A Figura 2.4 mostra a relação de ganho para uma análise computacional de um rotor com e sem difusor a partir das relações teóricas aqui mostradas. É possível ver que a turbina acoplada ao difusor possui um coeficiente de potência cerca de trinta por cento maior que uma turbina sem difusor conforme Hansen (2008).

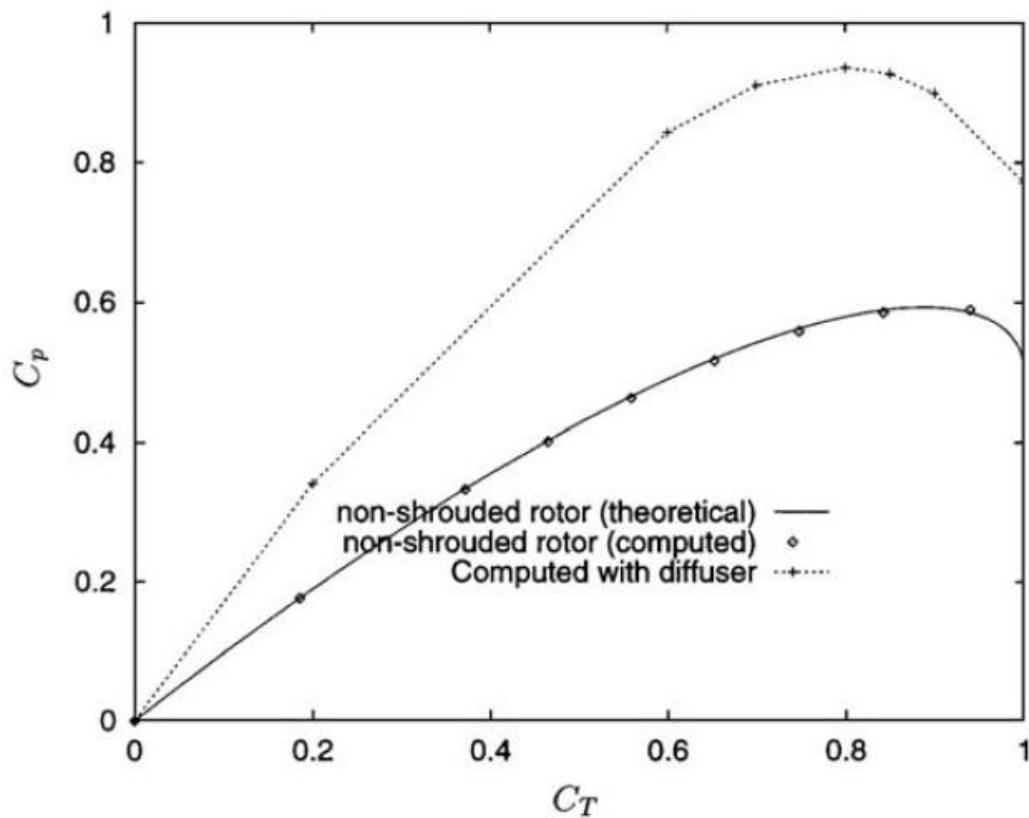


Figura 2.4 - Coeficiente de Potência para um Rotor com Difusor (HANSEN, 2008)

3. MODELAGEM NUMÉRICA

Este capítulo vai discutir sobre o histórico da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), abordando brandamente sobre a história da Mecânica dos Fluidos também. Serão abordados temas relacionados às equações governantes, o estudo das malhas, os modelos de turbulência entre outros assuntos.

3.1 HISTÓRICO

A modelagem numérica é utilizada a partir de modelos matemáticos desenvolvidos com base na física do problema e visa obter a melhor resposta para objeto que deverá ser simulado. A Dinâmica dos Fluidos Computacional é um conjunto de metodologias que permite a simulação de problemas de engenharia por sistemas computacionais. As simulações são resoluções numéricas das equações governantes do escoamento ao redor de um corpo no qual a geometria também é modelada computacionalmente. O controle do erro numérico é parte importante para a obtenção de uma boa solução numérica devendo ser analisado com cautela.

Essa solução apresentou grande impacto na indústria. A modelagem virtual tornou possível obter reunir dados de um problema utilizando apenas um desenho tridimensional e uma simulação computacional. A construção de um protótipo real, no qual se gastava grande parte dos recursos financeiros, se tornou desnecessário no primeiro momento. A dinâmica dos fluidos computacional motivou uma linha de raciocínio, na qual primeiramente deve-se especificar e simular o produto, corrigir possíveis falhas e finalmente partir para o processo de manufatura (HIRSCH, 2007).

É comum o uso de pacotes comerciais de dinâmica dos fluidos computacional na indústria devido à sua praticidade e boa resolução dos problemas. Atualmente os pacotes de dinâmica dos fluidos computacional mais sofisticados são o CFX, FLUENT e PHOENICS, pela confiabilidade associada ao bom desempenho. No presente trabalho será utilizado o ANSYS um pacote comercial o qual comporta dois programas para a resolução de dinâmica dos fluidos, o CFX e o FLUENT. Será utilizado o CFX que é baseado no método dos volumes finitos.

3.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES

A Dinâmica dos Fluidos Computacional em geral é baseada nas equações de Navier-Stokes. São elas que de forma matemática regem os princípios físicos da mecânica dos fluidos. As equações de Navier-Stokes apesar de descreverem a mecânica dos fluidos, até os dias atuais, não possuem uma solução analítica. São representados os fenômenos de conservação de massa e momento linear (nas três dimensões).

3.2.1 Conservação da Massa

A equação de conservação da massa garante que a quantidade de massa no sistema seja constante e continua. Considerando um fluido newtoniano incompressível, chega-se na seguinte equação, (3.1),

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (3.1)$$

onde \mathbf{u} é o vetor velocidade.

3.2.2 Conservação do Momento

A equação do momento linear é obtida pela segunda lei de Newton e estabelece a relação que a taxa de variação temporal do momento de uma partícula é igual a resultante das forças que atuam sobre as mesmas. Dessa forma para um elemento de fluido newtoniano apresenta-se pela equação 3.2,

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \rho \mathbf{f}, \quad (3.2)$$

em que a pressão é representada por p , a viscosidade dinâmica por μ , as forças campo por unidade de massa que atuam sobre o fluido por \mathbf{f} e o vetor \mathbf{u} representa a velocidade.

Os termos a esquerda representam a aceleração das partículas do sistema e do lado direito temos a representação das forças aplicadas sobre o fluido, distintas pelos três termos (gradiente de pressão, difusão de momento e forças de campo por unidade de massa).

No entanto a solução das equações de Navier-Stokes em um escoamento turbulento é muito complexa, pois são equações elípticas, não lineares e acopladas. A partir da modelagem de turbulência surgiram os modelos capazes de obter simulações aproximadas das equações de Navier-Stokes.

3.3 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

Uma das características dos escoamentos turbulentos são as múltiplas escalas que caracterizam a turbulência, desde estruturas maiores até estruturas menores que estão associadas a viscosidade dos fluidos e são altamente rotacionais.

Com a complexidade desses escoamentos, as soluções numéricas possuem ferramentas estatísticas para analisar o comportamento do fenômeno da turbulência nas equações de Navier-Stokes. Um dos pioneiros nessa modelagem da equação de Navier-Stokes foi Reynolds (REYNOLDS, 1895) utilizando conceitos estatísticos em um escoamento turbulento a partir de um procedimento chamado de decomposição de Reynolds mostrado na Figura 3.1.

No presente trabalho foi utilizado o modelo de solução numérica Reynolds Average Navier Stokes (RANS), com filtragem temporal, que se adequa a casos de um escoamento turbulento estacionário. O elemento crítico do RANS é a representação das tensor de Reynolds ou tensões turbulentas, que descreve os efeitos das flutuações turbulentas (REZENDE, 2008). Portanto a equação da conservação (3.2) de momento aplicando-se a decomposição de Reynolds nas equações de Navier-Stokes tem-se a equação (3.3),

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla \bar{u} \right) = -\nabla p + \nu \nabla^2 \bar{u} + \nabla \cdot \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} , \quad (3.3)$$

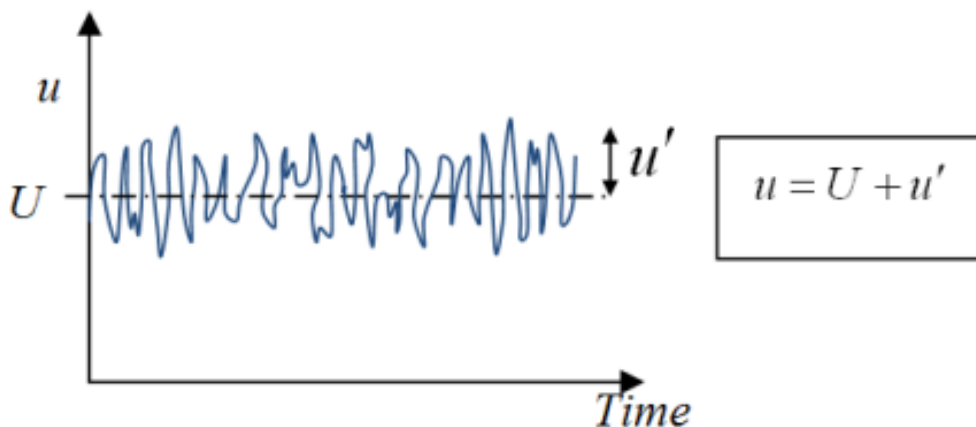


Figura 3.1 – Decomposição de Reynolds (RANS), (ANSYS, 2013)

onde, $\overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}$, é o tensor de Reynolds que representa a influência das flutuações turbulentas no escoamento.

O modelo RANS possui um custo computacional relativamente baixo e considerando problemas de engenharia e a complexidade das soluções a partir da equação de Navier-Stokes, pode-se ter ótimos resultados para os problemas apresentados, os quais não necessitam de uma resolução detalhada da turbulência.

3.3.1 Transporte de Tensão Cisalhante (SST)

O modelo de turbulência escolhido para esse trabalho foi um modelo híbrido conhecido como Shear Stress Transport (SST). O modelo SST foi desenvolvido (MENTER, 1994) com o objetivo de mesclar dois outros modelos reconhecidos, o modelo $k - \omega$ e o modelo $k - \varepsilon$.

O modelo $k - \varepsilon$, é um modelo de turbulência clássico em que a equação do transporte é resolvida em função da variável ε (taxa de dissipação turbulenta por unidade de massa). Esse modelo possui ótimos resultados quando aplicado em regiões de corrente livre e com grandes escalas de turbulência (LAUNDER e SPAULDING, 1974). Entretanto, em regiões de parede com gradiente de pressão adverso o modelo $k - \varepsilon$ apresenta desvantagens quando comparados a outros modelos. Para que o modelo funcione bem são necessárias a utilização de leis de parede proposta por Miner et. al. (MINER, 2013).

O modelo $k - \omega$ proposto por Wilcox (WILCOX, 1988) tem como base da sua formulação a frequência de dissipação de turbulência (ω). Wilcox utiliza a frequência característica de decaimento da turbulência como o inverso da escala de tempo, em hertz. Esse modelo apresenta alta eficiência quando aplicado em regiões de parede com baixo Reynolds local.

Vale ressaltar o problema de fechamento das equações do modelo de turbulência, isso acontece quando se tem mais variáveis do que equações para a resolução do problema. No caso do modelo $k - \varepsilon$ os coeficientes para o fechamento foram obtidos empiricamente (LAUNDER e SPAULDING, 1974). Para o modelo $k - \omega$ os coeficientes de fechamento foram definidos matematicamente. Portanto ao utilizar o modelo SST, faz-se o uso do modelo $k - \omega$ para perto da parede e do modelo $k - \varepsilon$ em correntes livres. Assim têm-se então boas predições tanto na camada limite quanto no escoamento livre. As equações do modelo SST são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{v_t} P - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega^2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.5)$$

Para o caso do SST temos que a viscosidade turbulenta, ν_t , é formada a partir de funções de mistura (F_1 e F_2) que alternam de acordo com a distância entre o nó e a parede, são essas funções que determinam as regiões de atuação dos modelos de turbulência como, por exemplo, assumindo um valor unitário quando no interior da camada limite (modelo $k - \omega$) e valor zero quando uma região afastada da parede (modelo $k - \varepsilon$) para a função F_1 . Outra função, a F_2 , tem como objetivo a troca desses modelos na formulação da viscosidade turbulenta.

3.3.2 Tratamento do escoamento próximo à parede

Em regiões de parede existe uma série de fenômenos importantes. Um desses fenômenos é a camada limite que foi estudado experimentalmente e matematicamente por Ludwig Prandtl (PRANDTL, 1904), no qual mostrou um tratamento teórico a ser utilizado para fluidos viscosos nas regiões de parede. Ele concluiu que o corpo fluido pode ser dividido em duas regiões, uma região interna bem perto da parede na qual os efeitos da viscosos são importantes e uma região externa que sofre pouca influência da região de parede dependendo do escoamento externo. A região interna é composta por três subdivisões observadas na Figura 3.2, a uma subcamada laminar, uma região de transição (buffer layer) e uma região completamente turbulenta (SCHLICHTING, 1995).

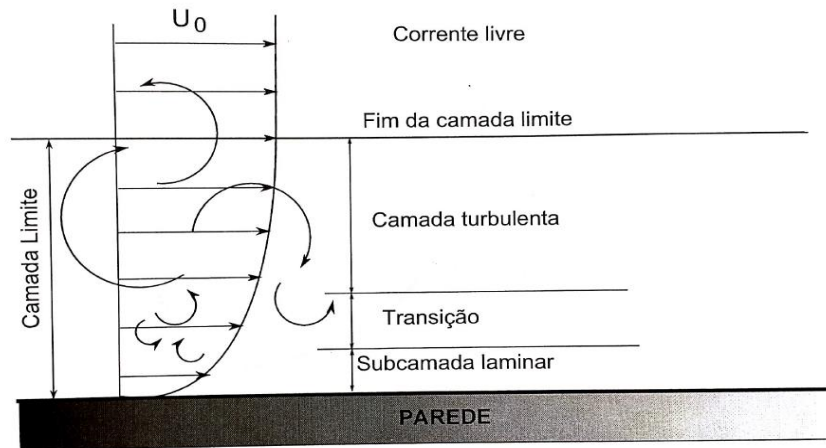


Figura 3.2 - Estrutura da Camada Limite - Adaptado (ANSYS, 2013)

Na região interna, onde o número de Reynolds é mais baixo e a transferência de energia se dá pela viscosidade, o que exige elementos capazes de identificar o fenômeno local.

Para a camada limite para simulações computacionais, deve-se definir variáveis fundamentais para a modelagem da região interna. São elas; a velocidade de atrito, a velocidade adimensional, e o comprimento adimensional. O y^+ é o parâmetro que define a distância da parede a um ponto interior da camada limite (espessura local), partindo da parede até o primeiro ponto da malha. Para o cálculo do y^+ , é utilizada a equação (3.6),

$$y^+ = \frac{\Delta y u_F}{\nu}, \quad (3.6)$$

no qual Δy é a distância entre a parede e o nó mais próximo encontrado na malha, ν é a viscosidade cinemática e u_F é a velocidade de atrito que pode ser definida pela relação da raiz da razão da tensão de cisalhante na parede τ_w e a densidade ρ , apresentado na equação 3.7,

$$u_F = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (3.7)$$

A adimensionalização da velocidade é dada pelo parâmetro u^+ , uma variável que é medida pela razão da velocidade real média \bar{u}_T e pela velocidade de atrito u_F

$$u^+ = \frac{\bar{u}_T}{u_F}. \quad (3.9)$$

Para cada região ou sub-região tem-se uma formulação analítica setorizada já que cada uma apresenta natureza física diferenciada. A maior parte da produção e dissipação de turbulência em um escoamento parietal (que sofre ação das paredes) acontece no interior da camada limite. As equações que descrevem a região interna da camada limite são denominadas genericamente de “Leis de parede” (Wall Law) e as equações que descrevem a região externa são designadas como “Leis de esteira” (Defect Laws).

Para a região interna da camada limite o transporte advectivo é muito pequeno tendendo a zero, o que simplifica a equação média do momentum de Prandtl fazendo com que exista dependência apenas na direção normal ao escoamento.

Os valores de u^+ em função de y^+ são descritos por (WILCOX, 1988) para a região interna na Figura 3.3, que apresenta a estrutura interna da camada limite e suas três regiões. Na primeira região têm-se a subcamada laminar, onde a curva azul representa a lei de parede aplicada para essa região. A região turbulenta tem sua lei de parede representada pela linha vermelha. A região de transição não possui lei de parede definida. A Figura 3.3 também apresenta o comprimento adimensional característico de cada uma das subcamadas. A subcamada laminar ocupa entre 0,1% e 1% da espessura ($0 \leq y^+ \leq 10$), a região de transição equivale de 1% a 5% da região interna ($10 < y^+ < 30$) e a subcamada turbulenta ocupa cerca de 94% a 95% ($30 \leq y^+ \leq 500$).

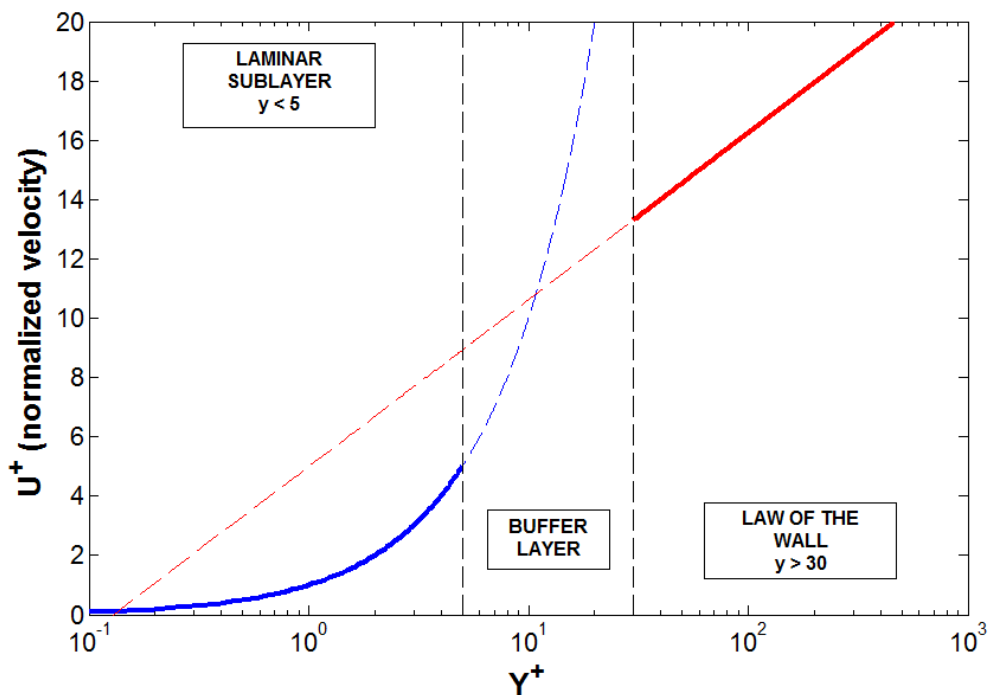


Figura 3.3 - Camada limite em função de y^+ e u^+ , adaptado (WILCOX, 1988)

Portanto o objetivo de se estimar um valor de y^+ , espessura entre a parede e o primeiro nó dentro da camada limite, é para que os valores estejam compatíveis com o modelo de turbulência a ser utilizado. O CFX seleciona automaticamente pelo modelo de turbulência SST qual a melhor lei de parede aplicada a partir da distância entre os nós e a parede, assim aplicando o modelo ($k - \omega$ ou $k - \varepsilon$) que é melhor para cada situação.

4. METODOLOGIA

A abordagem realizada no presente capítulo define as diretrizes e metodologias utilizadas para a validação do difusor, validação da turbina e simulação do conjunto turbina difusor.

4.1 DIFUSOR

O objetivo primário deste trabalho consiste em validar um modelo de difusor, comparando seus dados experimentais com a simulação numérica. Para que a validação ocorra é utilizada uma geometria já validada anteriormente na comunidade científica, com dados experimentais disponíveis. O objetivo da validação, caso o resultado esteja condizente com o esperado, é garantir a solidez da metodologia utilizada e aplica-la em casos mais complexos como o da superposição entre rotor e difusor.

4.1.1 Procedimento Experimental

Os dados experimentais utilizados para as comparações realizadas no presente trabalho foram obtidos do artigo de Abe e Ohya et. al. (2003). Nesse trabalho os autores utilizaram um túnel de vento com sessão de testes de dimensões 3,6m x 2m x 15m (largura x altura x comprimento) e com a velocidade máxima de 30 m/s para aquisição dos dados experimentais. O modelo do difusor foi centralizado no túnel com cabos de aço para as medições. As medições de pressão foram feitas utilizando um pressostato de 3mm de pressão estática no eixo do difusor e para a velocidade do escoamento no eixo do difusor um anemômetro de fio quente capaz de quantificar a velocidade no interior do difusor.

A velocidade do escoamento utilizada nas simulações numéricas dos autores Abe e Ohya (2003) é de 1,56 m/s, o que, para o ar, resulta em um número de Reynolds de 2×10^4 . A equação 4.1 representa o cálculo do número de Reynolds onde o diâmetro é de 0,2 m e a viscosidade cinemática do ar de $1,56 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$Re = \frac{u D}{\nu} = \frac{1,56(0,2)}{1,56 \times 10^{-5}} = 2 \times 10^4 \quad (4.1)$$

Posteriormente para a avaliação do conjunto hidrocínético (rotor difusor) haverá a necessidade de usar velocidades maiores que 1,56 m/s apresentado na validação do difusor. Para avaliar o comportamento do difusor em velocidades maiores, foi arbitrada

uma velocidade de 5 m/s. Com essa velocidade, para o ar, e o diâmetro de entrada estipulado obteve-se um número de Reynolds igual a $6,7 \times 10^4$.

Um dos fenômenos a ser avaliado por essa mudança de velocidade é o comportamento do escoamento interior no difusor no intervalo de $1,56 \text{ m/s} \leq x \leq 5 \text{ m/s}$.

4.1.2 Geometria e Domínio Computacional

A Figura 4.1 traz as dimensões do difusor e a geometria do domínio computacional (ABE E OHYA, 2003). As dimensões são compostas pelo comprimento, **L**, o diâmetro do difusor, **D**, o ângulo de abertura, ϕ , e o tamanho do flange, **h**. O diâmetro da seção de entrada é 0,2 m e o ângulo de abertura 4° . Outras dimensões foram obtidas por meio das relações $L/D = 1,5$ e $h/D = 0,5$ obtendo então os valores de comprimento e tamanho do flange de $L = 0,3 \text{ m}$ e $h = 0,1 \text{ m}$, respectivamente. A Figura 4.2 mostra o perfil do difusor feito concebido via *SolidWorks* para as simulações do presente trabalho.

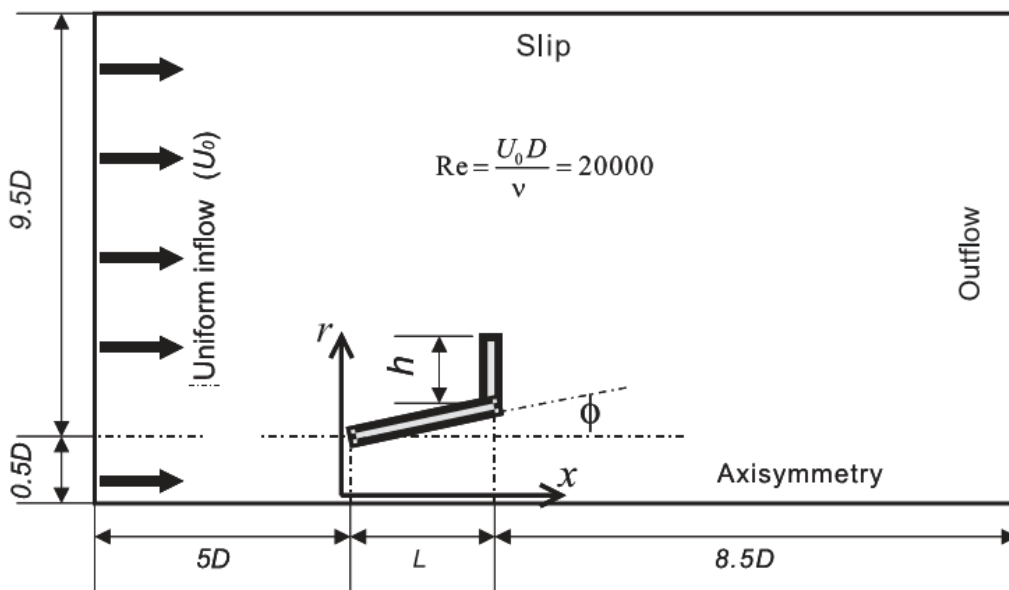


Figura 4.1 – Geometria e Domínio Computacional (ABE E OHYA, 2003)

Com a geometria do difusor pronta foi possível construir um domínio para o problema utilizando o pacote comercial ANSYS. Para o domínio computacional, com a experiência adquirida após algumas simulações, arbitrou-se que as dimensões estipuladas para o domínio fossem definidas em um formato de caixa de 2 m de largura, 2 m de altura e 10 m de comprimento

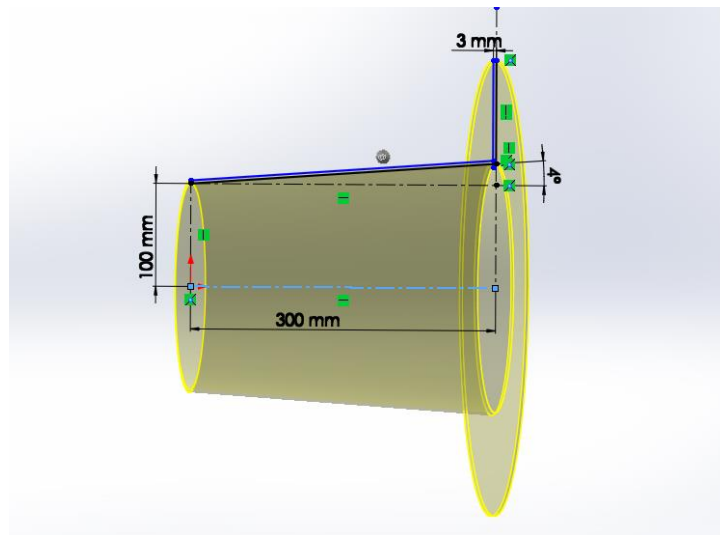


Figura 4.2 - Difusor concebido via *SolidWorks*

O domínio computacional, é formado por uma face de entrada do escoamento não perturbado (inlet), as paredes laterais e uma saída para o escoamento (outlet). A Figura 4.3 mostra as dimensões do domínio e o posicionamento do difusor.

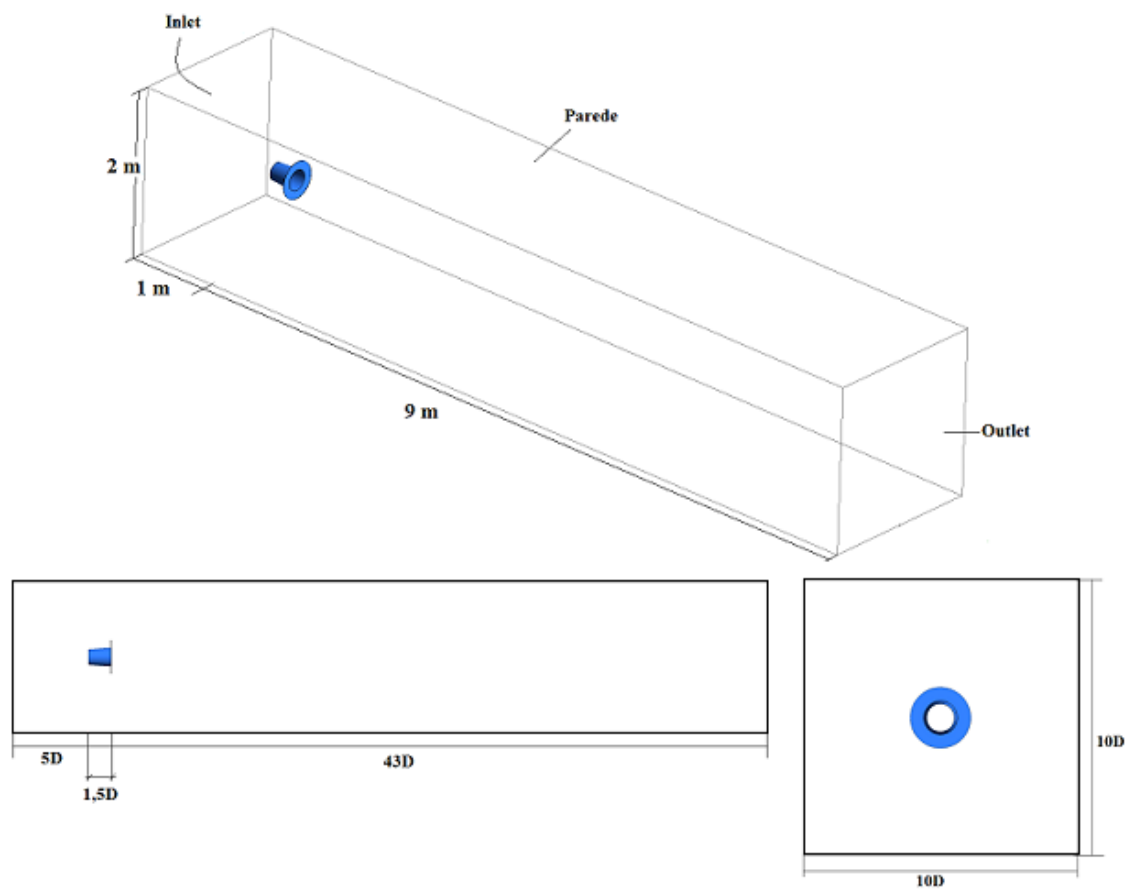


Figura 4.3 - Domínio Computacional

4.1.3 Malha Numérica

A malha para o difusor foi gerada por meio do software “Ansys Meshing”. O processo para criar a malha foi desenvolvido observando e refinando com cautela os pontos onde houvessem interações entre o escoamento e as paredes do difusor. Nas paredes internas e externas do difusor devem ser gerados gradientes de velocidade e pressão, os quais necessitam de elementos prismáticos orientados de acordo com a superfície para capturar a camada limite, mostrados na Figura 4.4.

Iniciou-se o processo de criação da malha com um dimensionamento superficial nas paredes do difusor para quantificar as forças de contato que aconteciam nas superfícies. Essa malha superficial não foi muito refinada afinal o foco era entender o que acontecia com a velocidade dentro do difusor.

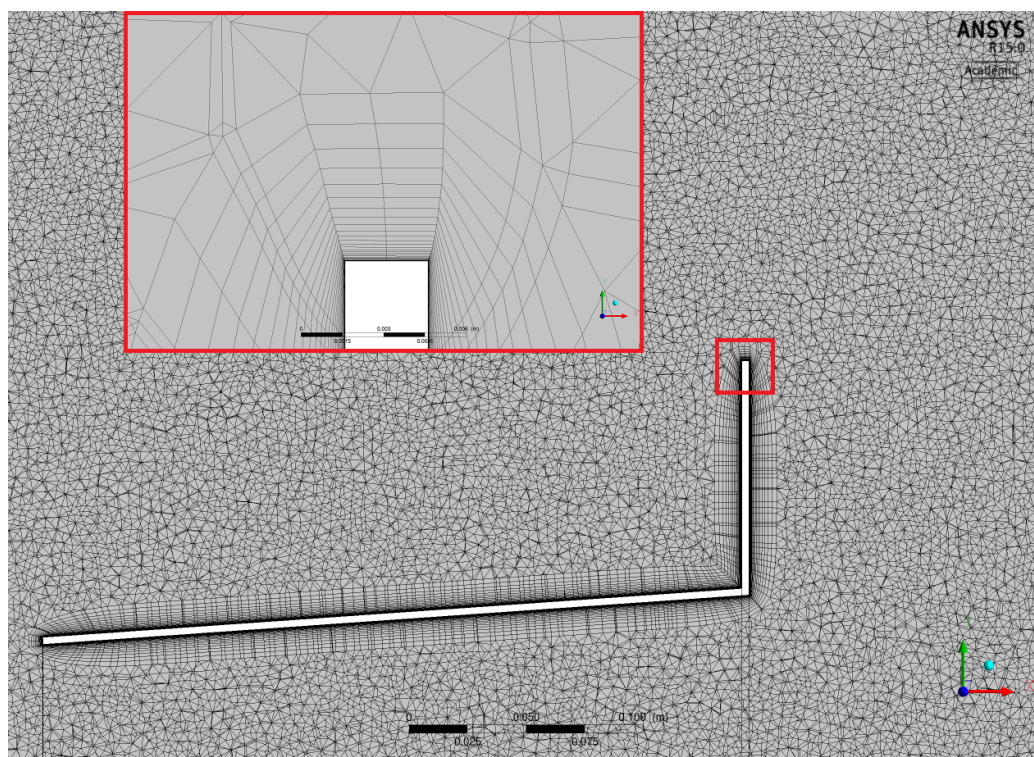


Figura 4.4 - Elementos prismáticos orientados com a superfície

Um dos métodos utilizados para refinar a malha e aprimorar os resultados foram as esferas de influência. Como mostrado na Figura 4.5 essas esferas com malha refinada são regiões que há maior gradiente de pressão e velocidade. Com o refinamento, almeja-se uma maior discretização da física no local, obtendo resultados mais precisos.

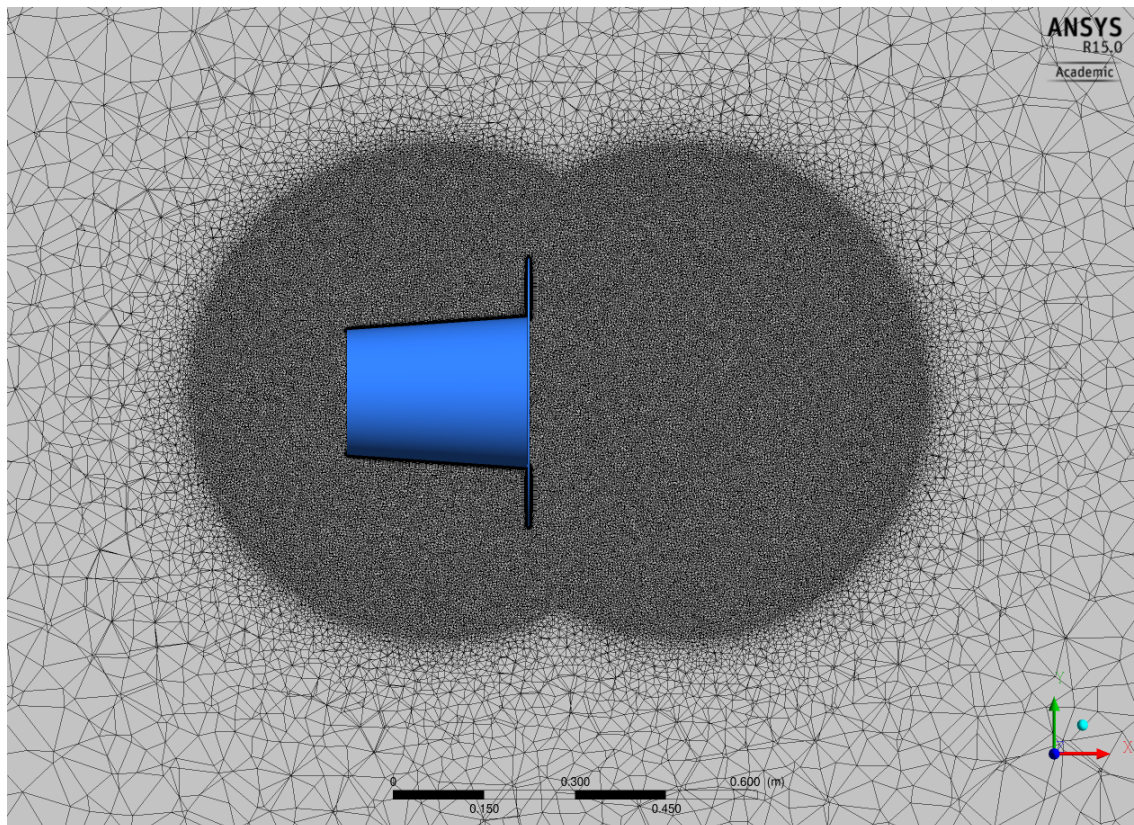


Figura 4.5 - Esferas de Influência

A técnica do refinamento de malha local é uma ferramenta eficaz para a utilização do recurso computacional disponível, já que em regiões de fracos gradientes de pressão e velocidade não são necessários muitos elementos. Para o caso do difusor houve a necessidade de gerar duas esferas de influência cada uma com 0,4 m de raio, com alta densidade de elemento. A primeira esfera foi criada em torno do difusor, englobando-o em sua totalidade, para averiguar as mudanças de velocidade e pressão que aconteceriam na região interna e externa próximas ao difusor. A segunda esfera foi criada a jusante do difusor com o objetivo de capturar todos os efeitos, como a queda de pressão atrás do difusor. A malha mais refinada apresentou cerca de 6,2 milhões de nós para todo o domínio apresentado.

4.1.4 Condições de Contorno

Condições de contorno são parte importante para a solução do problema, pois são elas que restringem os parâmetros que vão ser aplicados pelas equações diferenciais no escoamento satisfazendo as fronteiras e paredes. As condições de contorno foram aplicadas ao domínio computacional com o objetivo de representar com maior fidelidade o que acontece nos experimentos no túnel de vento.

Na face de entrada do domínio (inlet) foi aplicado a condição de velocidade constante normal à face de 1,56 m/s. Nas paredes do domínio foram impostas uma condição de livre deslizamento, na qual a tensão de cisalhamento entre o escoamento e a parede do domínio fossem nulos. Também foi aplicada a condição aonde as paredes do difusor não tivessem velocidade relativa às partículas do fluido. Por fim, para a saída foi arbitrado uma condição de pressão estática igual a zero conforme apontado na Figura 4.6.

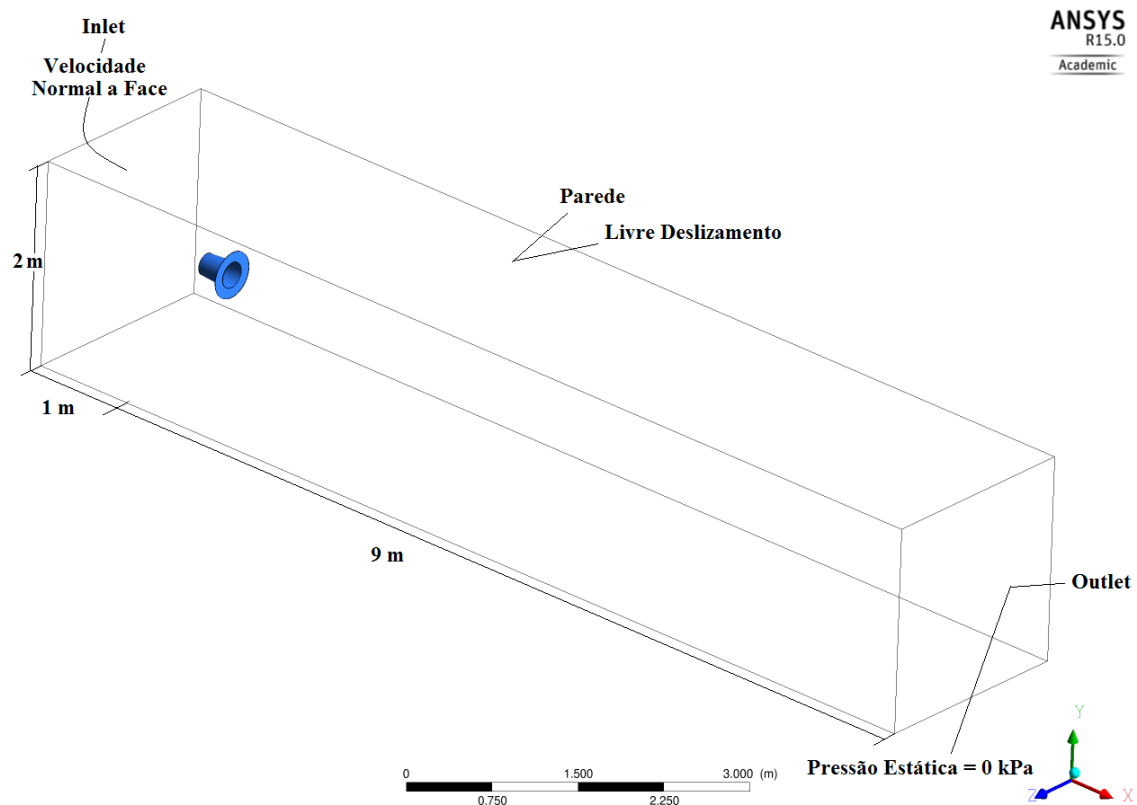


Figura 4.6 - Domínio e Condições de Contorno

A convergência numérica, obtida nas simulações, foi acompanhada através do monitoramento da velocidade em pontos distribuídos por até seis diâmetros axialmente na linha de centro do difusor. Conforme ilustra o exemplo da Figura 4.7 são mostrados alguns pontos de monitoramento representados por uma cruz vermelha. Dessa forma considerou-se que o processo iterativo havia convergido somente quando não houvesse flutuação dos valores da velocidade nesses pontos por no mínimo cinquenta iterações.

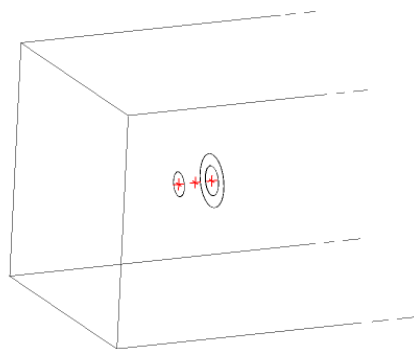


Figura 4.7 - Pontos de monitoramento de velocidade

4.1.5 Convergência de Malha

O estudo de convergência de malha é parte importante para a análise dos resultados obtidos. O objetivo principal é diminuir os erros devido à discretização, observando onde a distribuição de nós influenciaria nos resultados.

Para o difusor foram construídas quatro malhas diferenciadas, duas com o objetivo de observar a construção da malha e o tamanho dos elementos e duas com o objetivo de se refinar ao máximo aumentando a física capturada. Para esse processo foram definidos alguns parâmetros sujeitos a variação como por exemplo o número de nós, a quantidade de camadas prismáticas e o y^+ definido como o espaçamento entre a parede e o primeiro elemento prismático.

O número de camadas prismáticas e o tamanho dos seus elementos foi um ponto importante para a consideração dos resultados. Foi utilizado um padrão de trinta camadas prismáticas com o Δy (tamanho do elemento) de no mínimo 10^{-4} m.

A tabela 1 mostra a evolução das malhas realizadas no trabalho do difusor. Nela são apresentadas as informações mais pertinentes ao estudo das malhas como o número de elementos, as camadas prismáticas (mesmo que não variem), o Δy definido e a variação da distância máxima entre a parede e o nó (y^+).

Tabela 1 - Evolução da Malhas para o Difusor

Malha	Nº de Nós [10 ⁶]	Camadas Prismáticas	Δy	y^+ Máximo
Malha 1	0,94	30	10^{-4} m	0,5010
Malha 2	0,97	30	10^{-5} m	0,3604
Malha 3	4,3	30	10^{-5} m	0,145
Malha 4	6,2	30	10^{-5} m	0,1413

A resposta gráfica da convergência das malhas é mostrada por um gráfico de símbolos, apresentado na Figura 4.8, no qual cada malha foi representada por uma cor e um símbolo. Pode-se notar que não houve variação apreciável. Entretanto optou-se por utilizar a malha mais refinada com seis milhões de elementos para representar o aumento de velocidade dentro de um difusor. As comparações de validação tanto da parte experimental quanto da parte numérica foram feitas em relação à malha de seis milhões de elemento.

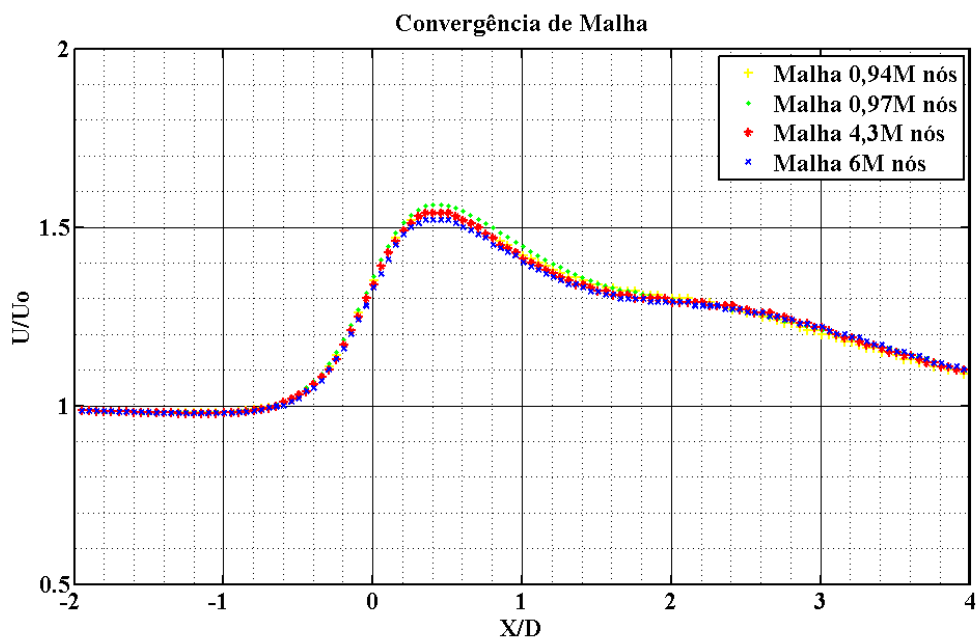


Figura 4.8 - Convergência de Malhas

4.2 NREL PHASE VI

O National Renewable Energy Laboratory (NREL), é um laboratório focado em desenvolver respostas para os desafios energéticos atuais. Com o trabalho do *phase vi* o objetivo foi de fornecer as informações necessárias para quantificar o comportamento aerodinâmico tridimensional de turbinas eólicas de eixo horizontal. Esse experimento aconteceu no Centro de Nacional de Tecnologia Eólica (NWTC), em Golden-Colorado (EUA) e vem sendo conduzido desde 1987, o que rendeu uma série de trabalhos relacionados aos estudos PHASE II, PHASE III e PHASE VI (Hand et al. 2001). O relatório técnico produzido por Hand et. al. (2001) diz que os efeitos de separação, que não ficavam evidentes ao se analisar uma turbina em campo, podem ser estudados de forma mais clara quando controlada algumas variáveis no túnel de vento.



Figura 4.9 - Túnel de Vento da NASA (HAND ET. AL., 2001)

4.2.1 Procedimento Experimental

O único túnel de vento capaz de comportar uma turbina de grande magnitude, cerca de dez metros de diâmetro, é o túnel de vento da NASA. Esse túnel, apresentado na Figura 4.9, está localizado no centro de pesquisa da NASA em Moffett Field (EUA), e sua secção reta apresenta aproximadamente 24,4 m x 36,6 m (80 ft x 120 ft). Para o ultimo experimento feito, o *phase vi*, o sistema conta com seis ventiladores de quinze pás cada alimentados por 16800-kW e gerando 22500-horsepower.

A coleta dados são referências para verificação e validação de novas geometrias com tecnologias diferentes de turbinas. Para a aquisição desses dados foram instalados sensores de pressão e sondas ao longo das pás em distancias pré-definidas como mostra a Figura 4.10. O objetivo era de estudar o campo de pressão na superfície das pás e medir

localmente o ângulo de entrada do escoamento. Para quantificar a velocidade na esteira e consequentemente suas flutuações, foram utilizados anemômetros do tipo **K** que registram a velocidade nos três eixos.

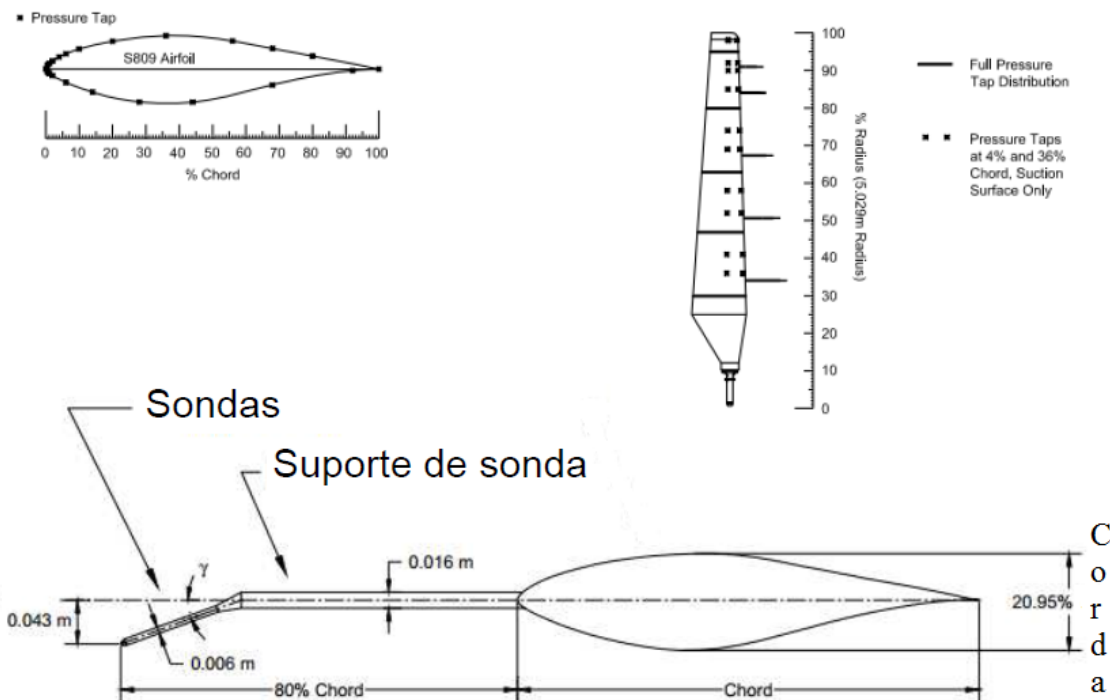


Figura 4.10 - Sonda e sensores de pressão ao longo da corda (HAND ET. AL., 2001)

A Tabela 2 sintetiza os principais parâmetros disponíveis no relatório do NREL *phase vi* elaborado por Hand et. al.(2001).

Tabela 2 - Parâmetros e valores da turbina *phase vi*

Número de pás	Raio do rotor	Velocidade de rotação	Potência nominal	Regulação de potência	Ângulo de passo
2 pás	5,029 m	72 RPM	19,8 kW	Stall	3°

4.2.2 Geometria e Domínio Computacional

A geometria da turbina eólica *phase vi*, é baseada no modelo de aerofólio **S809** e é relativamente complexa devido a posição e tamanho das pás. As pás são estruturas longas e relativamente finas onde a componente da velocidade no sentido longitudinal é muito menor que a componente na direção do escoamento provocando efeitos singulares ao longo do escoamento. Para a construção de um modelo geométrico virtual foi necessário buscar informações no relatório de Hand et al. (2001) as quais fornecessem

dados suficientes para a construção do perfil como a distribuição da corda, eixo de rotação e ângulo de torção.

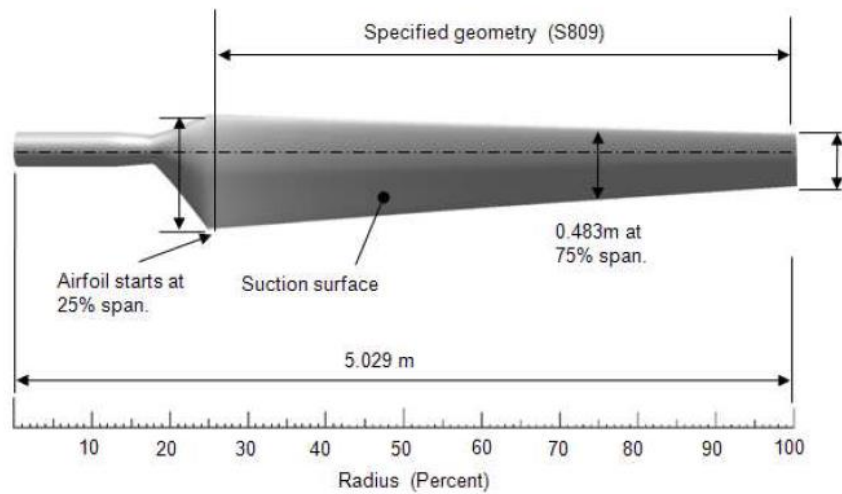


Figura 4.11 - Especificação de geometria das pás (HAND, 2001)

A Figura 4.11 ilustra informações como o comprimento das pás, assumido como o raio do rotor utilizado ($r = 5,029 \text{ m}$), em qual posição são distribuídos os perfis, a corda que deve ser utilizada e a linha de rotação do aerofólio. Foi utilizado um código *MatLaB* capaz de reproduzir o perfil do aerofólio e rotacionar os perfis de com seus respectivos ângulos de torção conforme as informações fornecidas pelo relatório de Hand et. al. (2001).

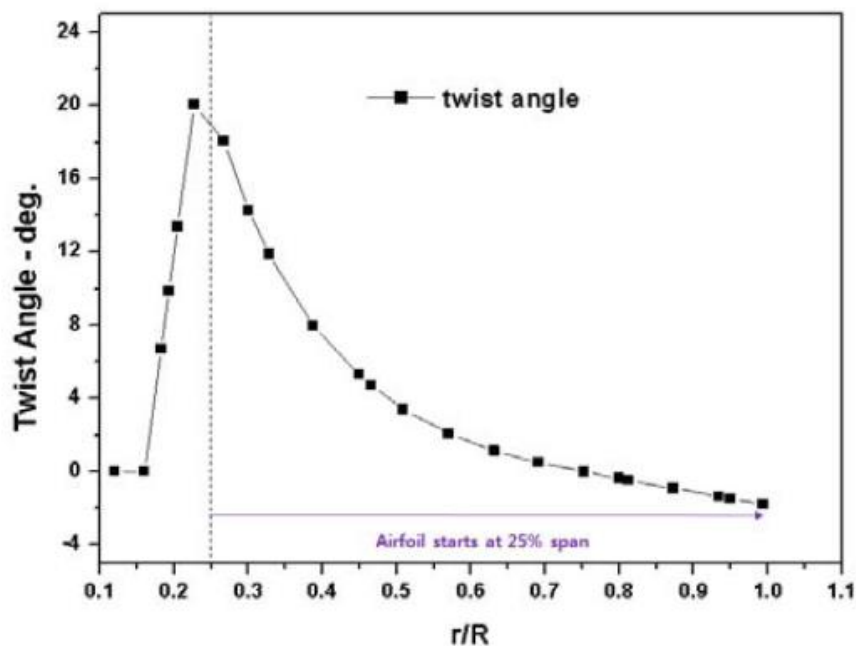


Figura 4.12 - Ângulo de torção da pá (HAND, 2001)

Finalmente o modelo tridimensional da pá foi reproduzido pelo software *SOLIDWORKS* conforme é representado pela Figura 4.13. Para a construção primeiramente foram traçados os perfis em formas de linha torçionados pelos respectivos ângulos e com o tamanho de corda apropriada, depois com os perfis posicionados da maneira correta utilizou-se da ferramenta “*loft*” para criar um perfil solido ligando todos os pontos de cada um dos perfis e por fim obtendo a geometria das pás apresentada.

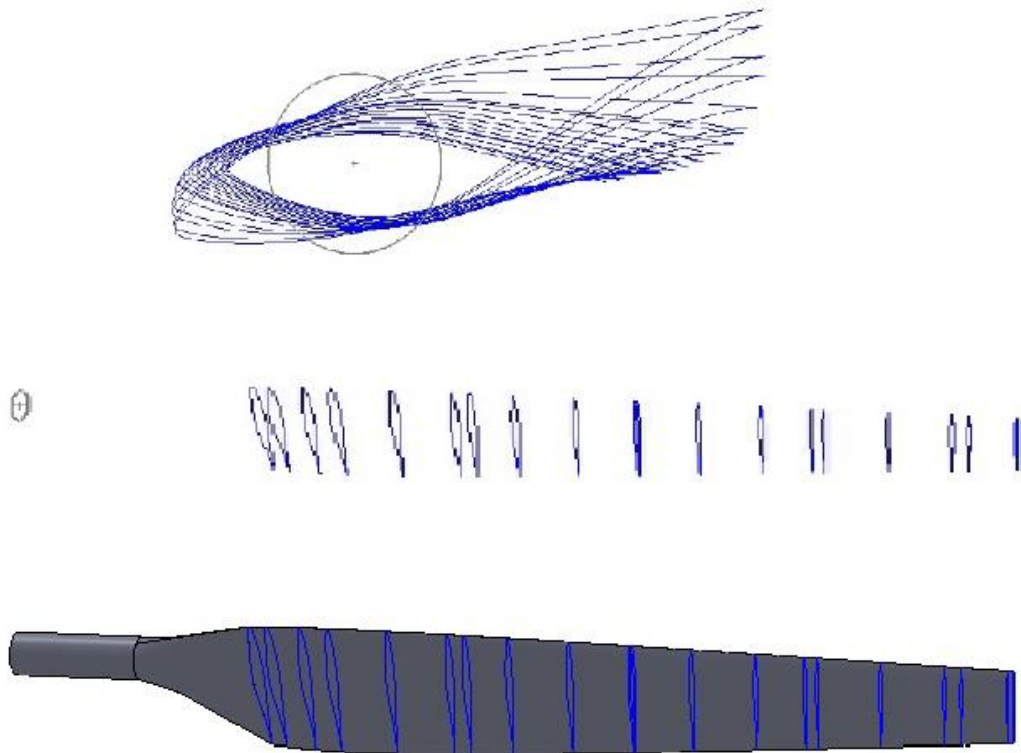


Figura 4.13 - Perfis do aerofólio e modelo tridimensional da pá

O domínio computacional utilizado para a validação do *phase vi* foi dividido em duas partes. A primeira foi um domínio externo e estacionário em forma de caixa, semelhante ao caso utilizado para o difusor. O outro foi um domínio rotativo interno que possui a forma de um cilindro e envolve todo o rotor. O domínio interno (rotativo) possui maior densidade de elementos e dimensões de 5,5 metros de raio e 2,5 metros de comprimento. O domínio estacionário conta com dimensões de altura e largura de 30 metros (face de entrada) e 60 metros de comprimento.

A Figura 4.14 ilustra o domínio estacionário e suas dimensões em função do raio no qual é possível perceber a presença do domínio rotativo interno e seu posicionamento. A distância a montante do rotor tem papel de evitar que a velocidade de entrada interfira no fator de indução gerado pelo efeito do rotor, caso a dimensão a montante fosse muito pequena existiria a possibilidade de um aumento artificial na velocidade e campos de pressão na superfície de entrada do escoamento. A distância de 15 metros é suficiente para simular de forma satisfatória o escoamento não perturbado.

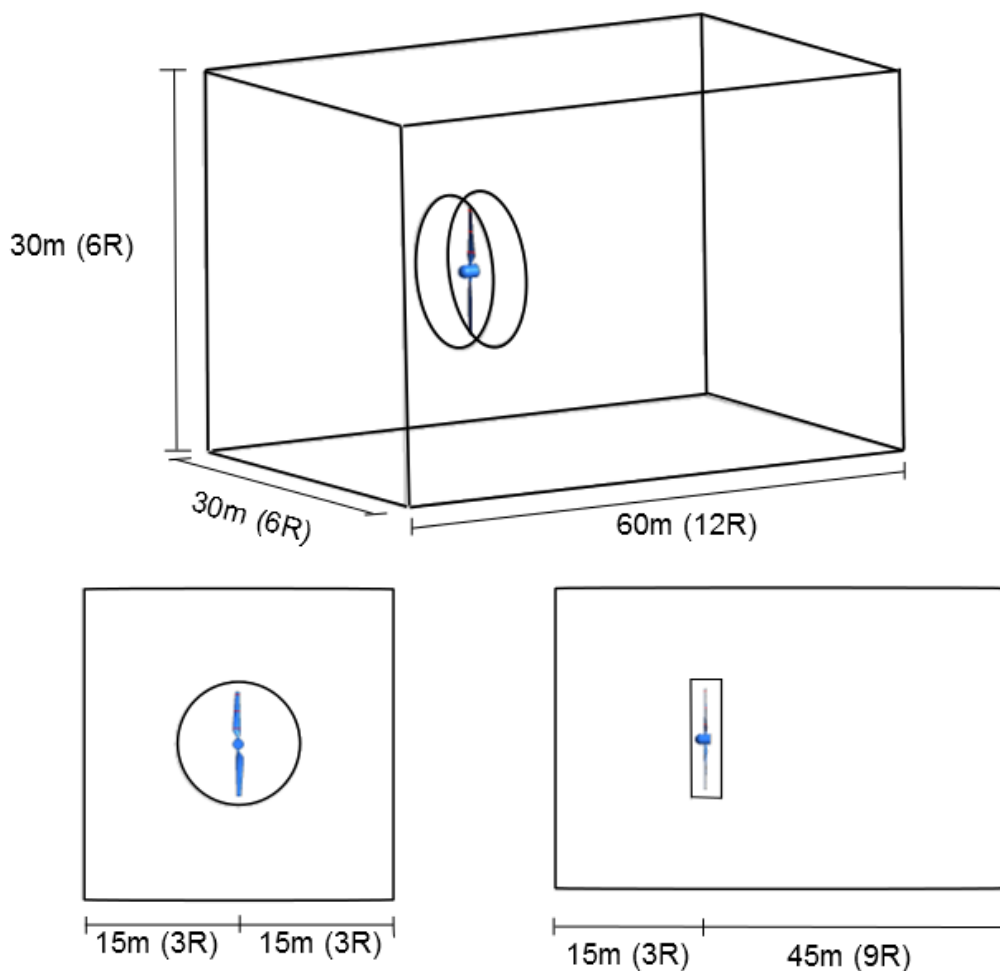


Figura 4.14 - Domínio computacional phase vi

A distância a jusante, do rotor, deve ser suficientemente grande para que a face de saída (outlet) não influencie no escoamento posterior a turbina. Essa região é caracterizada por elevados gradientes de pressão e velocidade. Tendo em vista esses fenômenos a densidade de malha nessa região é de suma importância. Mo e Lee (2012) apontam que os resultados seriam satisfatórios caso a distância a jusante fosse de aproximadamente seis vezes o raio do rotor (**6R**), entretanto vale ressaltar que para

estudos relativos a esteira distante e recuperação de potência seria necessário que o domínio apresentasse um comprimento maior a vinte vezes o raio.

4.2.3 Malha Numérica

O processo de criação de malha para o caso do rotor do NREL *phase vi* foi semelhante ao caso do difusor. Entretanto o caso do rotor apresenta dinâmica e geometria mais complexas, em razão disso houveram cuidados especiais na hora da criação da malha.

O foco inicial foi criar a malha superficial na área do rotor. A principal diferença nesse caso para o abordado anteriormente (difusor) é que a pressão gerada pela interação do fluido com as pás é um dos fatores determinantes para calcular a torque e consequentemente a potência do rotor. Tem-se que uma malha pouco discreta poderá desprezar ou até mesmo atenuar a pressão calculada, portanto houve o cuidado de refinar a malha na superfície do rotor aumentando a densidade de elementos no bordo de fuga e ataque das pás como ilustra a Figura 4.15.

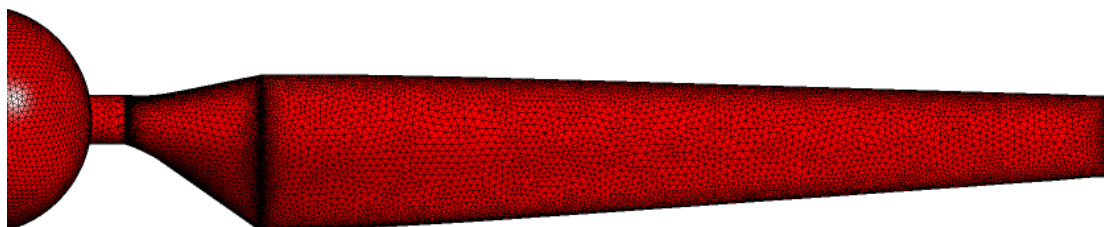


Figura 4.15 - Densidade de elementos na pá

Para a simulação do rotor ter boa resolução da camada limite, gerada pelos gradientes de pressão adversos, novamente foi importante utilizar os elementos prismáticos nas paredes do rotor garantindo melhor qualidade dos resultados e prevenindo eventuais colapsos da camada limite perto da parede. A Figura 4.16 ilustra a fina camada prismática criada nas paredes de uma das pás, no qual os primeiros elementos possuem uma ordem de grandeza de $10^{-6}m$.

O domínio rotativo é o mais importante, é nele que se simula o movimento de rotação das pás, portanto primeiramente utilizou-se um refinamento de $0,1\text{ m}$ para o volume. Também foi utilizado um artifício para aumentar a quantidade de pontos onde ocorre a interação entre os dois volumes de controle (estacionário e rotativo). A Figura 4.17 apresenta esse refinamento da região de contato que é de extrema importância para simular com maior precisão os gradientes de velocidade e pressão gerados pelo movimento do rotor.

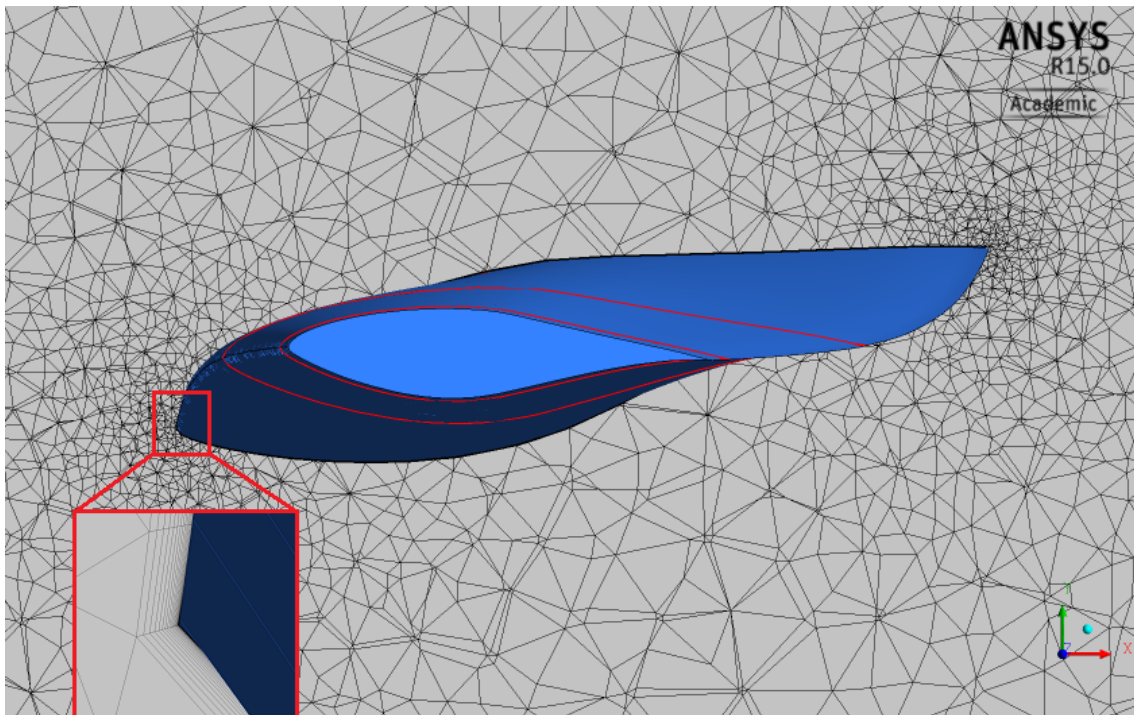


Figura 4.16 - Elemento prismático no bordo de ataque da pá

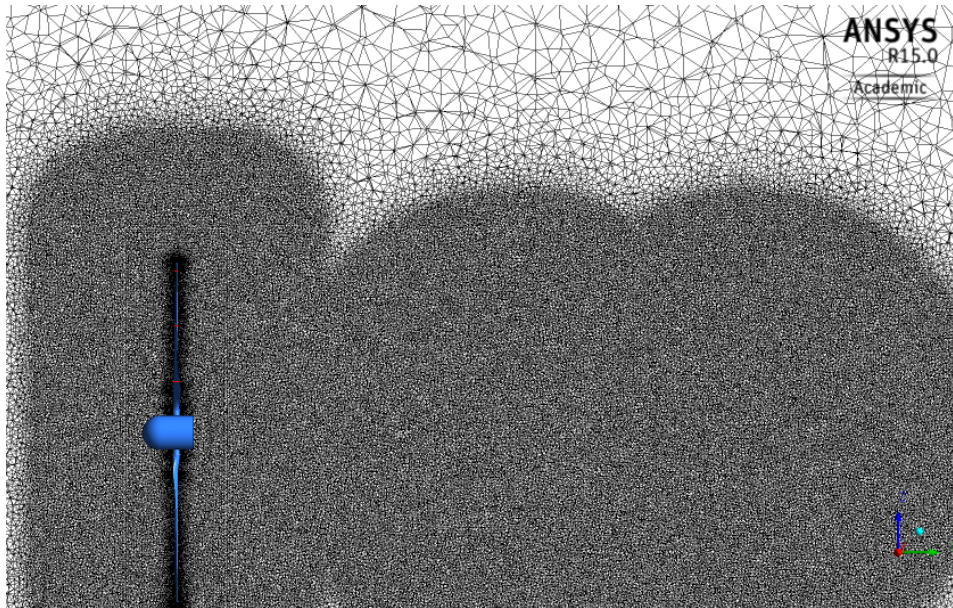


Figura 4.17 - Refinamento de contato entre domínios e esferas de influência

Por fim a discretização na esteira foi feita utilizando esferas de influência como no caso do difusor. Os fenômenos encontrados na esteira para esse caso são mais complexos e de maiores dimensões devido à grande perturbação gerada pelo movimento de rotação das pás.

4.2.4 Condições de Contorno

Seguindo a metodologia adotada foram estabelecidas as condições de contorno para o domínio computacional criado ilustrado na Figura 4.18. O objetivo foi representar os fenômenos presentes no túnel de vento que foi realizado o experimento.

A primeira condição estabelecida foi a de velocidade de entrada constante e normal e face (inlet).

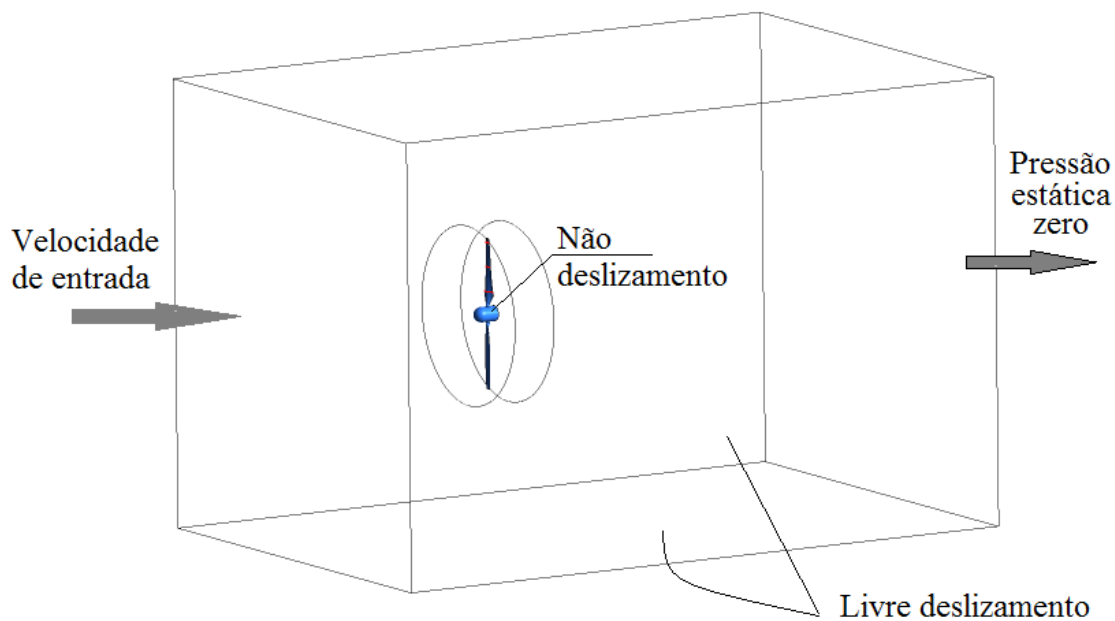


Figura 4.18 - Condições de contorno imposta ao domínio do phase vi

A Tabela 3 mostra as condições de operação e como a velocidade de entrada varia de acordo com o caso desejado. A condição de contorno utilizada nas paredes do domínio foi a condição de livre deslizamento com objetivo e manter a interação entre a parede e fluido zero. O oposto foi aplicado nas paredes do rotor, como existe grande interação entre rotor e o fluxo as paredes do rotor possuíram condições de não deslizamento, o que implica em velocidade relativa da partícula de fluido na parede igual a zero e altas tensões cisalhantes provocadas pela parede. Para a pressão de saída foi arbitrado pressão estática igual a zero.

Tabela 3 - Condições de operação

	Vel. Entrada (V_{in}), [m/s]	Vel. Angular (ω), [RPM]	Densidade (ρ) [kg/m³]
Caso 1	5	72	1,222
Caso 2	7	72	1.246
Caso 3	10	72	1.246
Caso 4	13	72	1.227
Caso 5	15	72	1.224
Caso 6	20	72	1.221

4.2.5 Convergência de Malha

O método de convergência de malha baseou-se em monitorar a potência para cada uma das malhas e comparar por meio de um processo iterativo a convergência da variável. Cada simulação apresentou um mínimo de 120 iterações para alcançar a convergência necessária.

Diversos parâmetros foram avaliados durante a construção de cada uma das malhas. Os parâmetros mais importantes como por exemplo o número de nós da malha e seu refinamento na esteira são apresentados na Tabela 4. A resolução da camada limite é fundamental em simulações, portanto valores de y^+ compatíveis com o modelo de turbulência adotado (SST) devem ser aproximadamente iguais ou menores a unidade.

A malha que obteve resultado mais próximo do experimental para o caso da velocidade de entrada de 7 m/s foi a malha de número 4 com cerca de 7,61 milhões de nós. A diferença entre o resultado obtido e o experimental não excedeu 4%

Tabela 4 - Convergencia de malha para NREL phase vi

Malha	Nº de Nós [10 ⁶]	Camadas prismáticas	Refinamento na esteira [m]	y+		Potência [W]
				Máx	Mín	
Malha 1	3,36	30	7	7,431	1,932	3825,2
Malha 2	5,78	35	14	2,082	0,522	4225,3
Malha 3	6,43	30	21	0,482	0,113	5667,7
Malha 4	7,61	30	21	0,347	0,063	6073,2

4.3 CONJUNTO ROTOR DIFUSOR

A metodologia utilizada para avaliar o conjunto entre rotor e difusor, será a baseada nas duas metodologias antes apresentadas, para o caso do difusor (ABE E OHYA, 2003) e para o caso do rotor NREL *phase vi* (HAND ET. AL., 2001). As comparações foram feitas entre os resultados dos resultados da validação do rotor *phase vi* e os resultados do rotor com difusor. O foco dessa análise é comparar as curvas de coeficiente de potência para o mesmo rotor com e sem o difusor flangeado.

4.3.1 Geometria e Domínio Computacional

Para o conjunto, a geometria do difusor teve que ser ajustada para que fosse compatível com o tamanho do rotor. A geometria do rotor utilizado foi a mesma utilizada no caso do NREL *phase vi* sem mudanças dimensionais.

Para as alterações necessárias no difusor primeiramente foi arbitrado o diâmetro da seção de entrada, os outros parâmetros como comprimento e do difusor (**L**) e o tamanho do flange (**h**) são obtidos a partir de relações inicialmente apresentados.

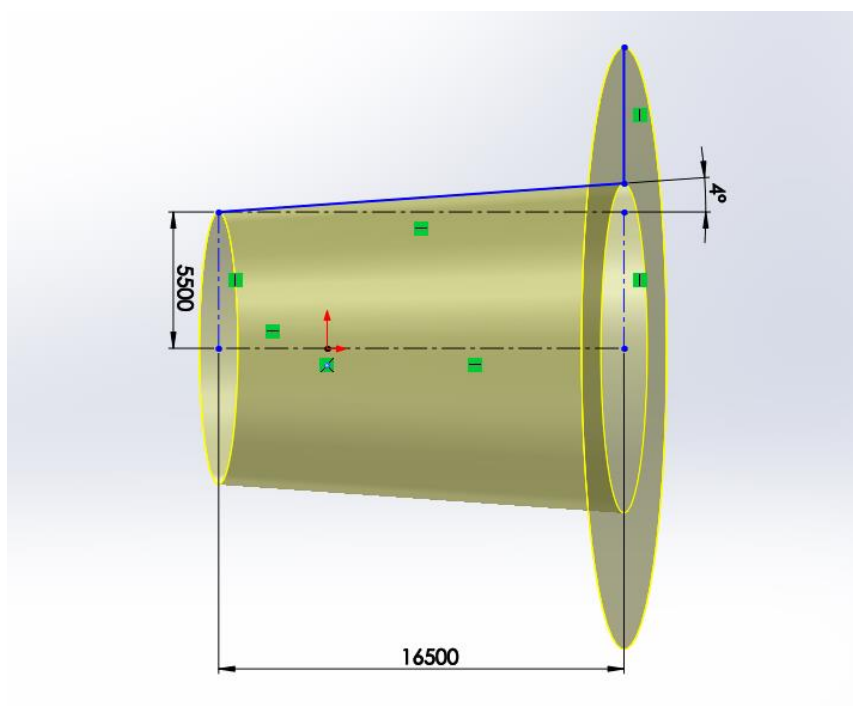


Figura 4.19 - Difusor utilizado para a simulação de conjunto (em mm)

As relações entre diâmetro de entrada e tamanho do flange foram mantidas com o objetivo de manter as proporções e os efeitos do difusor validado. Espera-se que um difusor com mesma proporções e escala diferente reproduza o aumento da velocidade interno no difusor. A Figura 4.19 ilustra a geometria final obtida do difusor para a simulação de conjunto onde o diâmetro de entrada foi de 11m, e devido as relações de $L/D = 1,5$ e $h/D = 0,5$, obteve-se 16,5m de comprimento (**L**) e 5,5m de flange (**h**). O ângulo de abertura, ϕ , manteve-se 4° .

A posição do rotor dentro do difusor também é um aspecto relevante para a simulação de conjunto. Optou-se por colocar o rotor onde a velocidade do atingia seu maior valor dentro do difusor.

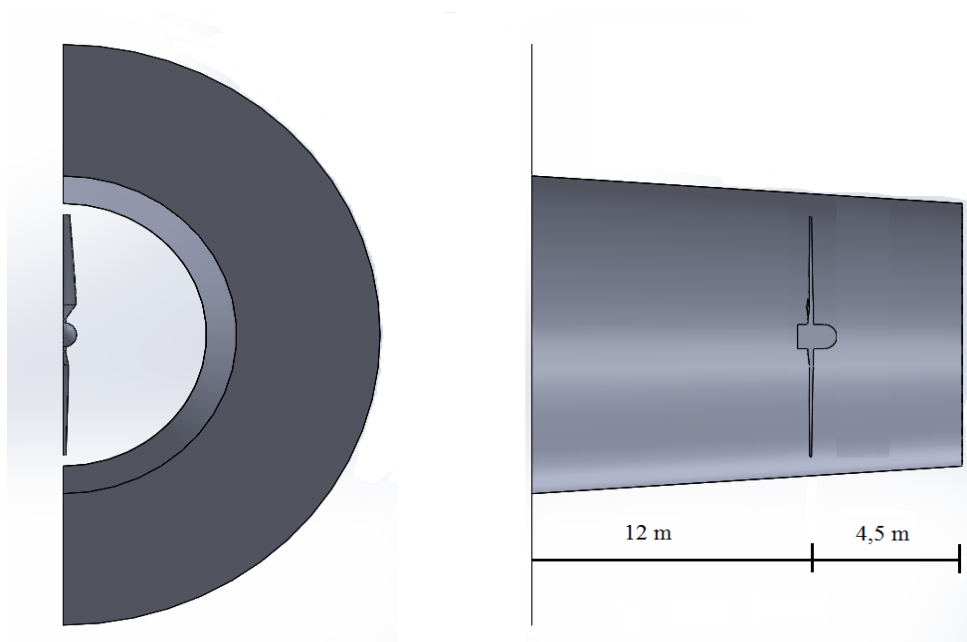


Figura 4.20 - Posicionamento do rotor no difusor

Com o estudo prévio sobre o difusor em pequena escala percebeu-se que o pico de velocidade acontecia em aproximadamente 27% do comprimento L do difusor, o que significa que para o caso particular apresentado no presente trabalho o rotor foi posicionado a 4,5 m da entrada do difusor.

Os domínios computacionais feitos para as simulações de conjunto tiveram as mesmas dimensões do domínio utilizado para o rotor, 60 metros de comprimento, 30 metros de largura e 30 metros de altura. Novamente foram divididos em dois domínios, um estacionário e outro rotativo para simular condições de um túnel de vento padrão. O rotativo contém o rotor (conforme caso anterior) enquanto o difusor no domínio estacionário. É possível observar as dimensões do domínio estático na Figura 4.21 e o posicionamento do domínio rotativo.

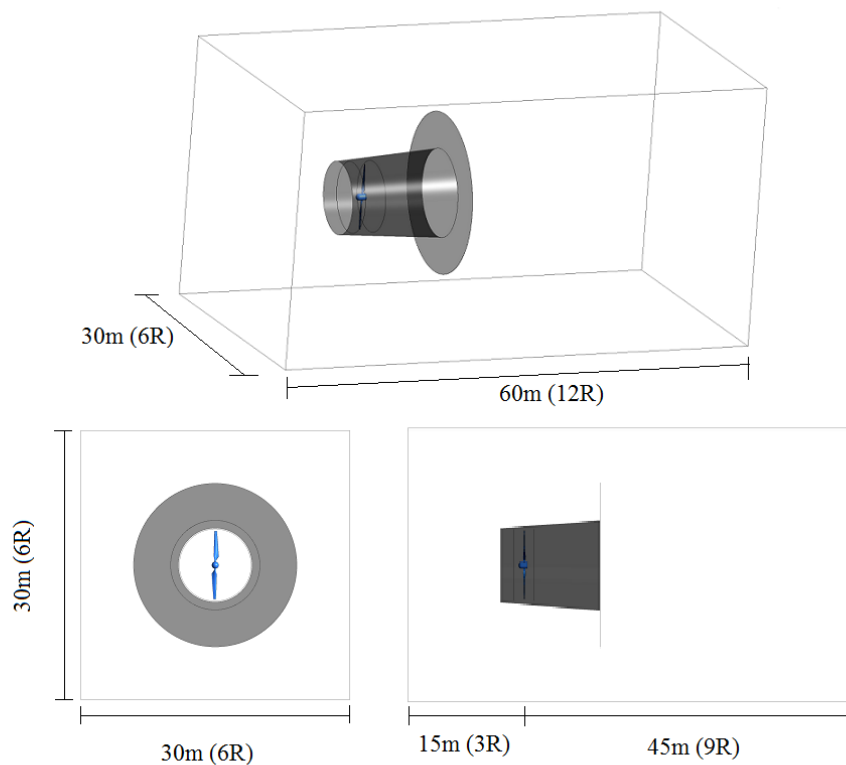


Figura 4.21 - Domínio computacional para simulação de conjunto

4.3.2 Condições de Contorno

As condições adotadas representam a superposição das condições aplicadas na metodologia do NREL *phase vi* e do difusor (ABE E OHYA, 2003). Utilizou-se condições de não deslizamento nas paredes do rotor e do difusor e de livre deslizamento nas laterais do túnel. A condição na face de entrada (inlet) foi dada por uma velocidade constante e normal a face (V_0) e na face de saída foi aplicada pressão estática igual a zero.

As condições de operação para o conjunto hidrocínético não foram iguais as das simulações realizadas para o rotor isolado. O principal motivo será discutido nos resultados referentes ao conjunto. A Tabela 5 apresenta as condições de operação utilizadas para as simulações do rotor com difusor.

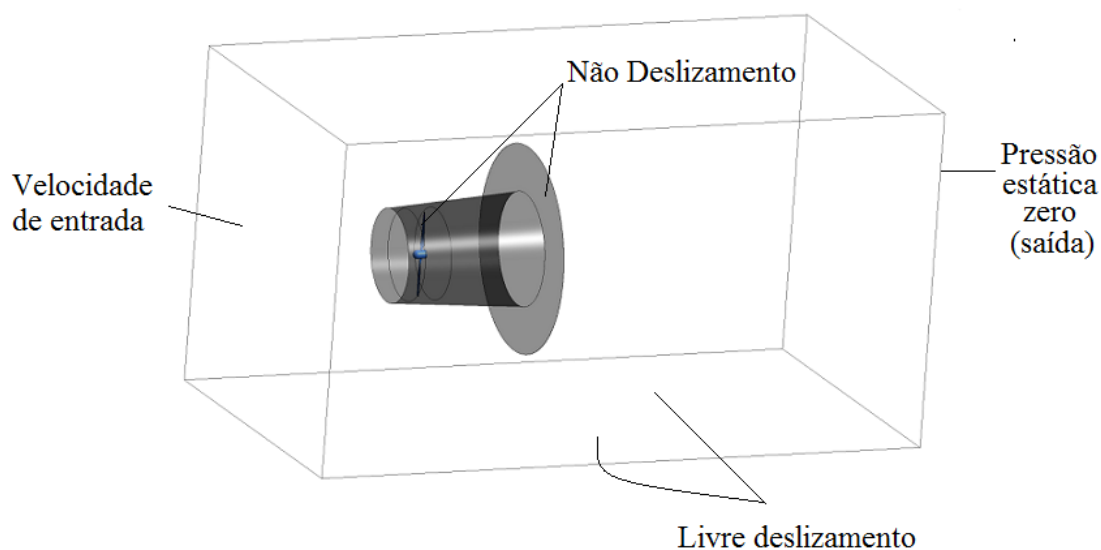


Figura 4.22 - Condições de contorno hidrocínético

Tabela 5 - Condições de operação do conjunto

	Vel. Entrada (V_{in}), [m/s]	Vel. Angular (ω), [RPM]	Densidade (ρ) [kg/m³]
Caso 1	2	72	1.232
Caso 2	3	72	1.221
Caso 3	4	72	1.246
Caso 4	5	72	1.224
Caso 5	6	72	1.211
Caso 6	7	72	1.233

4.3.3 Estudo de Malha e Convergência

A malha numérica para o conjunto consiste em seguir as metodologias utilizadas para os casos do rotor e do difusor. Basicamente foi criada uma malha de superfície para difusor e rotor, uma com alta densidade no domínio rotativo e a utilização dos elementos prismáticos com camadas suficientemente pequenas as duas geometrias. A Figura 4.23 mostra o modelo adotado como ideal para a simulação de conjunto.

A presença de elementos como as esferas de influência e do refinamento de contato entre os domínios foi importante para que houvesse fidelidade nos resultados sem extrapolar o tempo computacional necessário. Optou-se por aumentar o refinamento na

esteira gradualmente observando os resultados na convergência de malhas, pois com a quantidade de elementos presentes no sistema seria difícil manter a malha numérica na mesma escala de elementos que os casos apresentados para o rotor e difusor isolados.

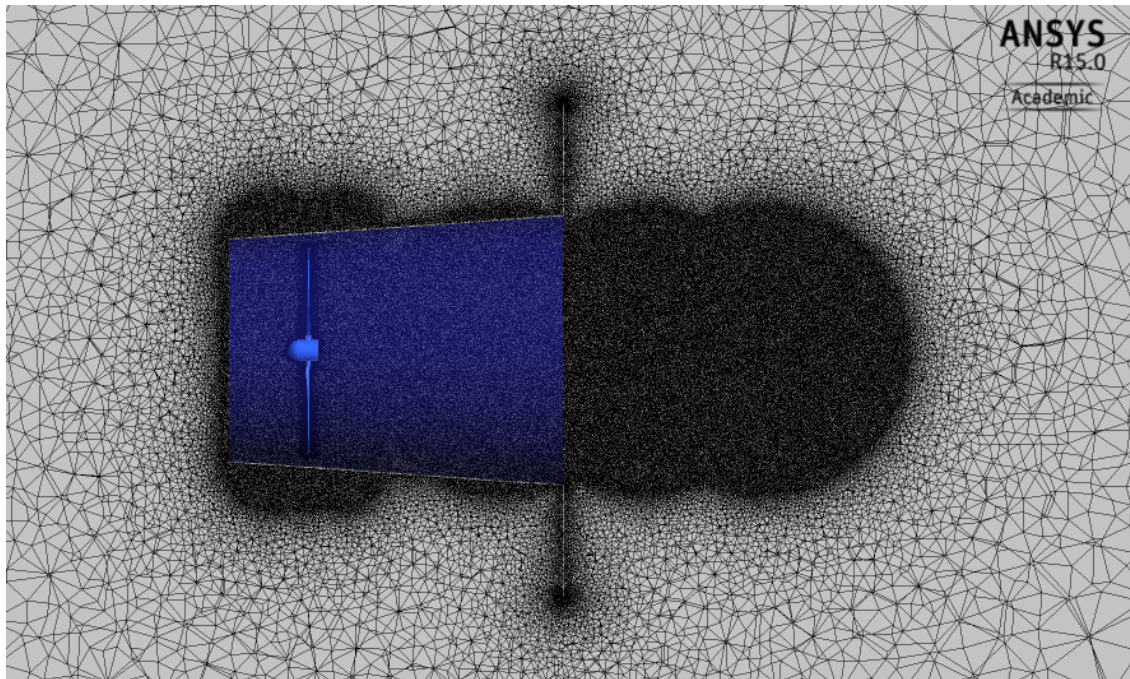


Figura 4.23 - Modelo de malha numérica para rotor com difusor

Quanto a convergência das malhas foi utilizada mesma metodologia apresentada para o caso do rotor, analisando o reflexo de cada um dos parâmetros da malha na potência útil. A Tabela 6 apresenta os parâmetros observados para análise.

Tabela 6 - Convergência de malha para o conjunto

Malha	Nº de Nós [10 ⁶]	Camadas prismáticas	Refinamento na esteira [m]	y+		Potência [W]
				Máx	Mín	
Malha 1	7,36	30	18	7,431	1,932	2729,8
Malha 2	8,98	30	18	2,082	0,522	2989,2
Malha 3	11,43	30	21	0,482	0,113	3008,1

Nesta etapa a convergência de malha realizada foi mais direta aplicando um refinamento inicial semelhante a malha escolhida para validação do rotor. Era esperado que a malha numérica possuísse maior quantidade de elementos para as simulações do conjunto.

Como o custos computacional da simulação é um fator determinante, optou-se por utilizar refinamentos estratégicos nas paredes e na esteira. O melhor resultado em relação ao custo operacional foi obtido através da malha 2 que apresenta uma quantidade razoável de nós, não excedendo o tempo de simulação esperado.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este tem como objetivo mostrar os resultados das simulações por meio de análises gráficas, ponderar algumas discussões pertinentes a respeito dos difusores e rotores avaliados e comparar as configurações de montagem.

A apresentação dos resultados será dividida em três etapas. Para a primeira etapa serão apresentados resultados referentes às simulações para validação numérica do difusor. Serão apresentados os resultados experimentais para o difusor (ABE E OHYA, 2003), a malha que apresenta resultados semelhantes ao experimental esperado, uma comparação entre os resultados numéricos obtidos por meio de análise tridimensional utilizando um pacote comercial (CFX) e os resultados (bidimensional) encontrados por Abe e Ohya (2003). Outro ponto estudado foram os efeitos do aumento da velocidade resultando no aumento número de Reynolds. Por último será apresentado o efeito da espessura do difusor para os resultados numéricos.

Na segunda etapa serão apresentados resultados referentes às simulações feitas para a turbina eólica NREL PHASE VI, a qual possui um histórico de metodologia de validação no Laboratório de Energia e Ambiente (LEA-UnB). Serão comparadas as simulações do CFX, as feitas por Mo e Lee (2012) com os resultados experimentais (HAND ET. AL., 2001).

Na terceira etapa será avaliado o possível aumento de potência em uma turbina hidrocínética quando associada com um difusor hidrodinâmico para as metodologias de validação apresentadas do difusor e da turbina *phase vi*.

5.1 Validação do Difusor Abe e Ohya (2003)

Primeiramente para a validação do difusor procurou-se fazer uma comparação entre simulações realizadas no CFX e os resultados experimentais.

No processo de convergência comparou-se os resultados de cada malha com os resultados experimentais que se almejava alcançar. Caso o resultado numérico apresentasse muita diferença dos dados experimentais era necessário que houvesse um melhor refinamento da malha, aumentando o número de nós com a expectativa de obter a validação numérica.

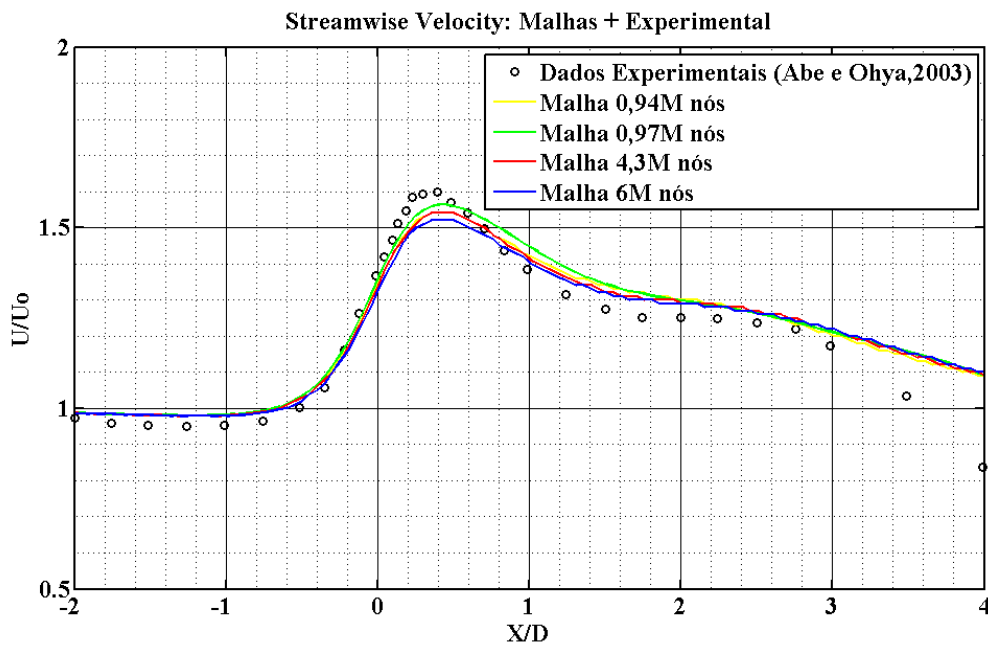


Figura 5.1 - Velocidade Normalizada no Centro do Difusor, Experimental + Malhas

A Figura 5.1 ilustra o processo de convergência comparando com os dados experimentais. O eixo das ordenadas está relacionado à velocidade normalizada em função de U_0 (velocidade para o escoamento não perturbado) e no eixo das abscissas observa-se a distância, no eixo de revolução do difusor, adimensionalizada em função do diâmetro do difusor. As malhas são apresentadas por curvas coloridas onde pode-se ver que conforme o refinamento o pico de velocidade caiu. Entretanto a diferença entre os picos de velocidade quantitativamente é irrelevante, menos de 3% de diferença.

No gráfico da Figura 5.2 são comparados os dados experimentais e a malha mais refinada, separadamente. Por esse gráfico é possível observar que a simulação no pacote comercial CFX apresentou boa predição em relação aos pontos experimentais.

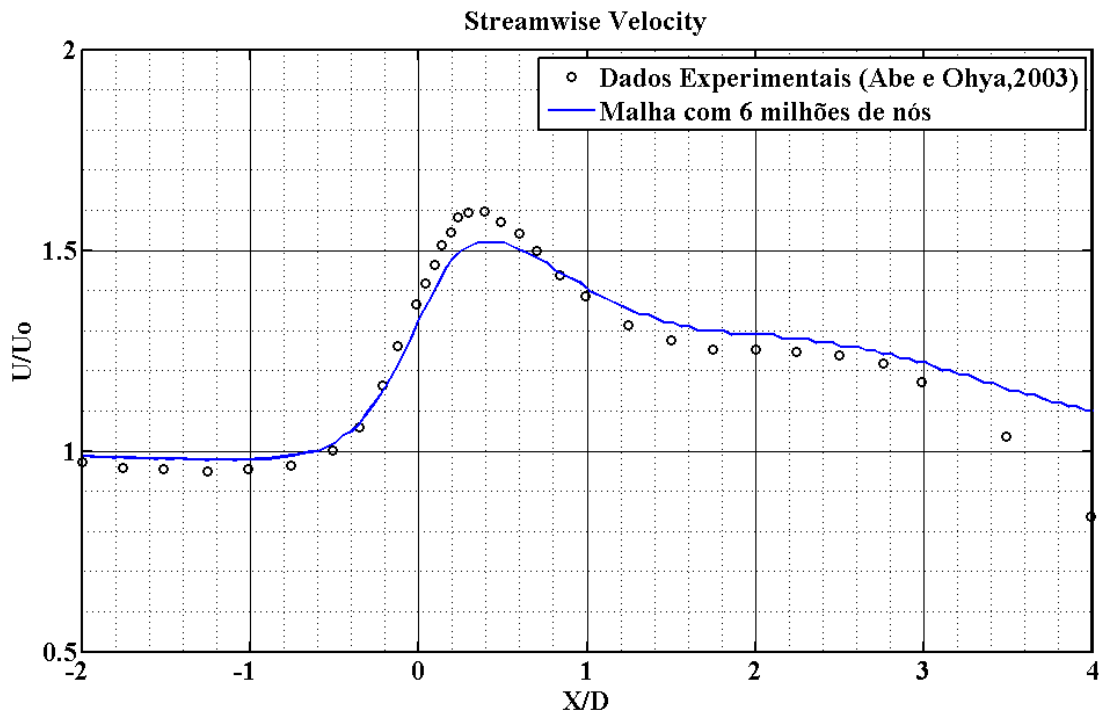


Figura 5.2 - Comparação entre os Dados Experimentais e a Malha mais Refinada

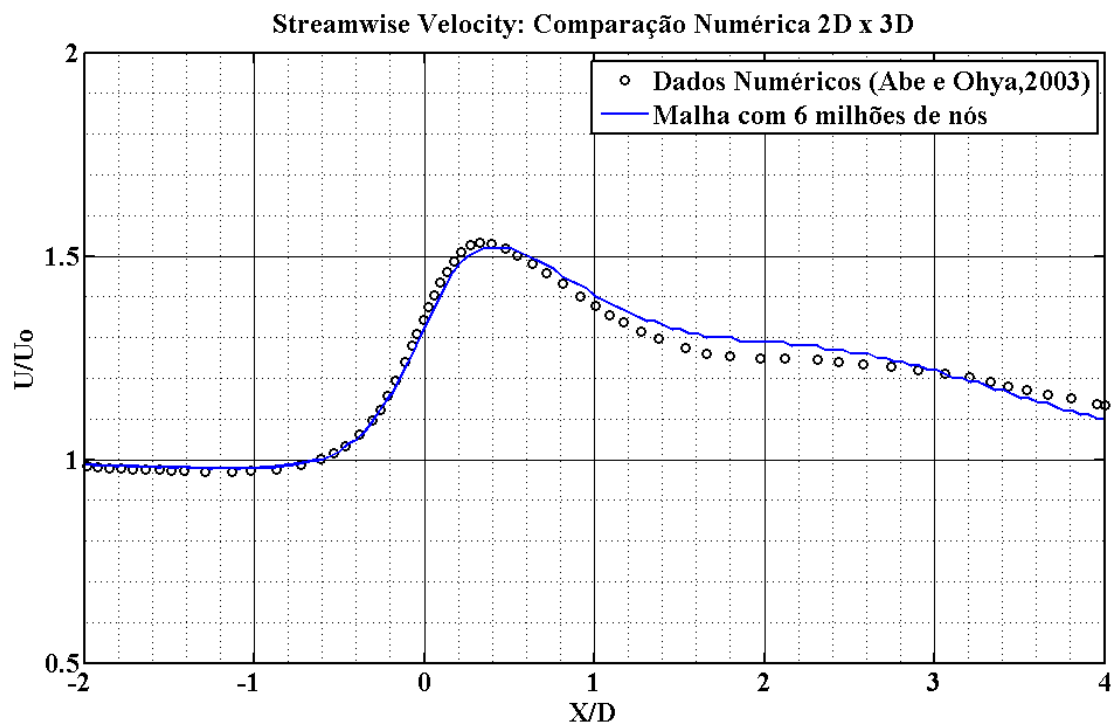


Figura 5.3 - Comparação entre a Simulação 2D (Abe e Ohya, 2003) e a Simulação 3D no CFX

O gráfico da Figura 5.3 mostra a diferença dos dados numéricos obtidos nas simulações tridimensionais feitas pelo CFX e o resultado numérico, bidimensional, utilizado no trabalho de Abe e Ohya (2003).

A maioria dos pontos em $X/D \leq 0$ apresentam grande semelhança, mesmo que o domínio computacional para cada um dos casos seja diferente. Contudo para $X/D \geq 0$, percebe-se que a curva está levemente deslocada para direita e quando alcançamos a posição de $X/D=0,6$ observa-se uma diferença visual maior entre os dois resultados numéricos. Mesmo que existam diferenças, essas são muito pequenas quando observado as escalas nas quais as curvas estão definidas.

Mesmo com a definição da geometria do difusor (ABE E OHYA, 2003), o parâmetro espessura não foi definido. Para as simulações tridimensionais foi necessário fazer um estudo prévio da influência da espessura nos resultados numéricos do presente trabalho.

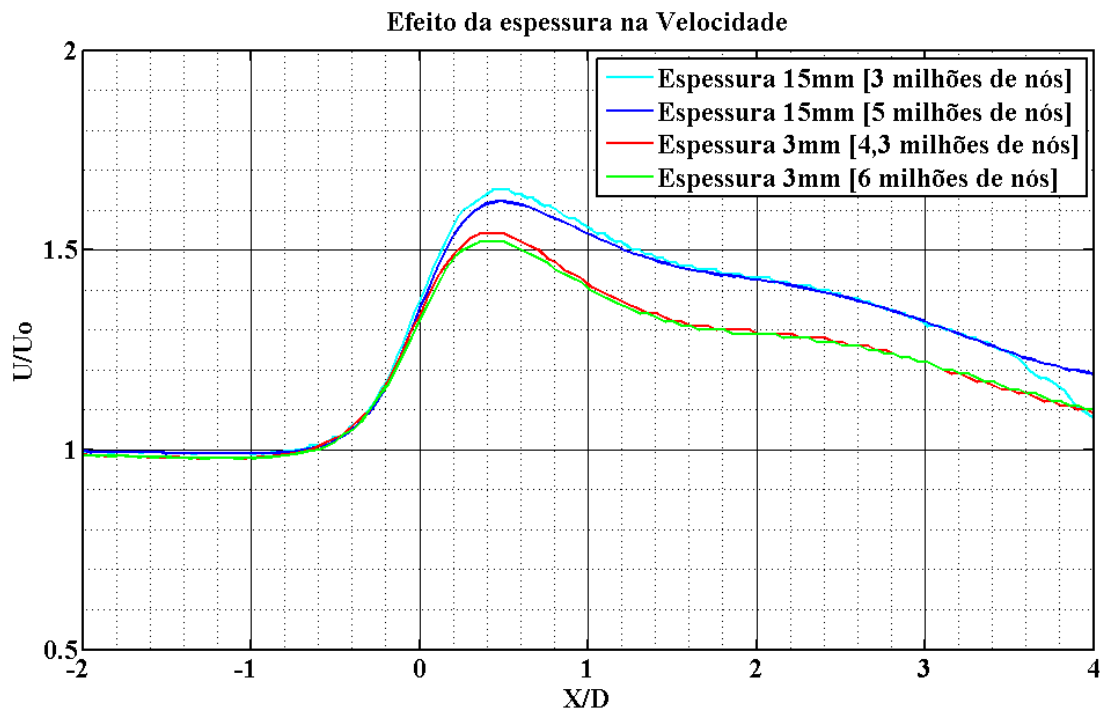


Figura 5.4 - Efeito da Espessura do Difusor na Velocidade Normalizada

Portanto para entender o efeito que o fator da espessura causaria nas simulações foram feitos dois desenhos do mesmo difusor estudado. Um dos difusores iria apresentar uma espessura de 15 mm enquanto o outro a espessura de 3 mm. A Figura 5.4 apresenta quatro curvas, duas com o difusor de 15mm e duas com o difusor de 3mm. Comparando as curvas percebe-se que a diferença de espessura causa aumento de velocidade na linha de central do difusor. No geral, aumentar a não é viável economicamente, pois um difusor espesso acarretaria altos custos de fabricação não satisfazendo a relação custo benefício. Foi adotado o difusor de 3 mm como padrão

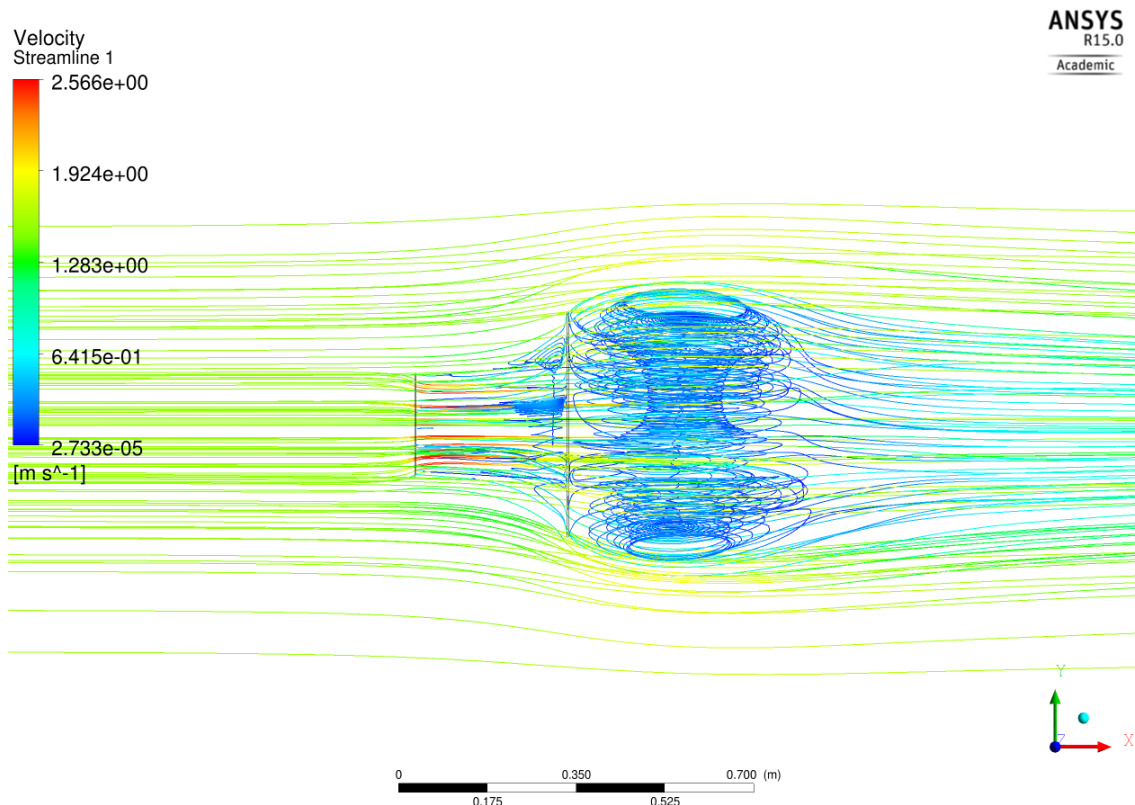


Figura 5.5 - Escoamento secundário à Jusante do Difusor

As Figura 5.5 e Figura 5.6 ilustram a presença de um escoamento secundário a jusante do difusor. Esse fenômeno acontece devido ao flange e seu objetivo é acelerar o fluxo de massa que passa pelo difusor. A Figura 5.6 é uma vista da parte posterior do difusor, nela é possível ver que o escoamento secundário está localizado apenas na região de sombra causada pelo flange, não atuando diretamente na área de saída do difusor. Na Figura 5.5 pode-se acompanhar o aumento da velocidade pelas linhas de corrente que atravessam o difusor, acompanhando pelo diagrama de cores. O escoamento secundário será nítido apenas nos casos de simulação tridimensional devido a sua característica de rotacional da velocidade.

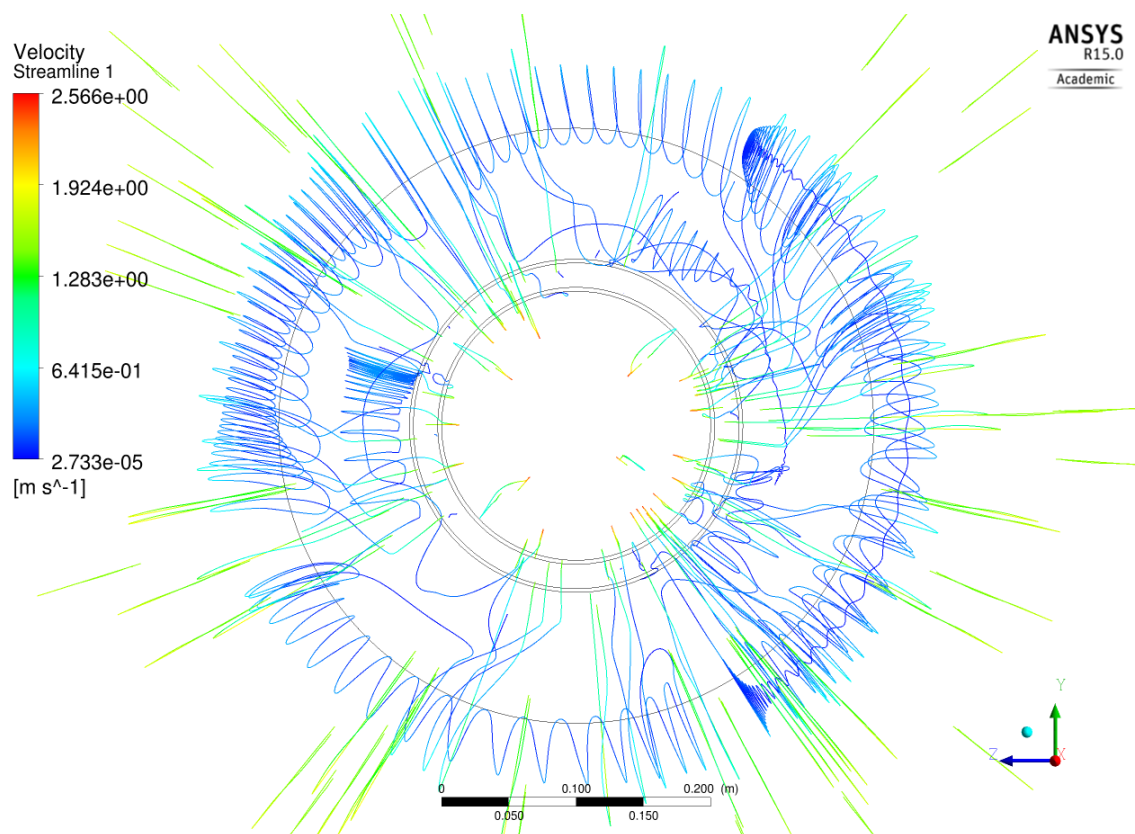


Figura 5.6 - Vista posterior do difusor

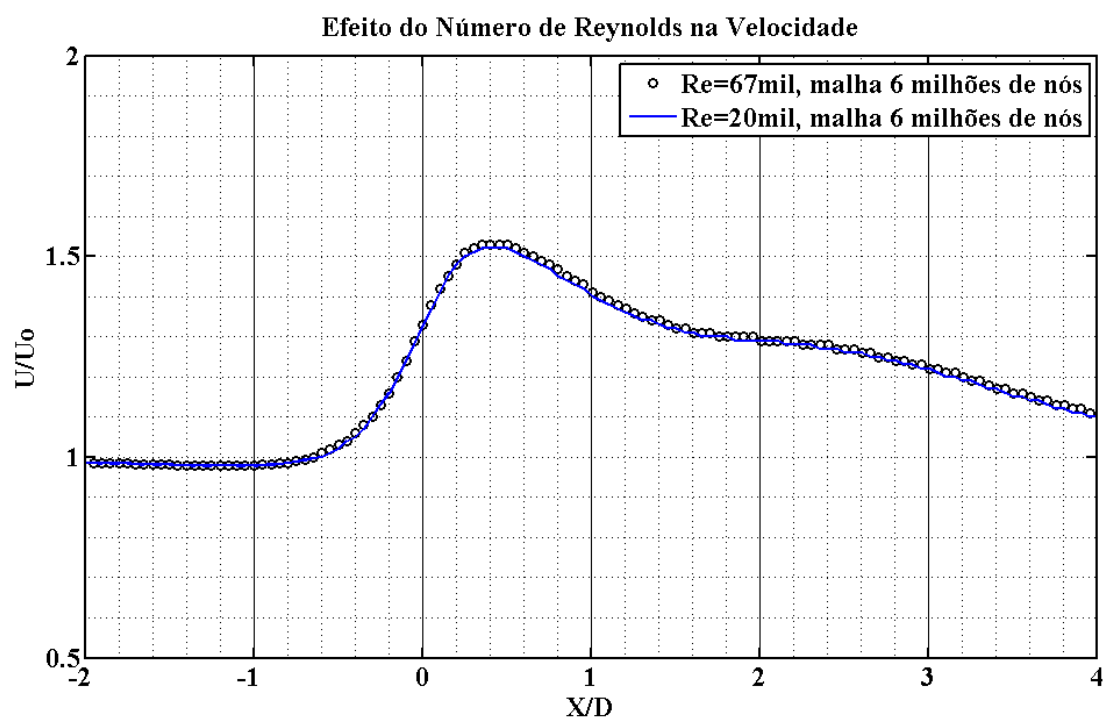


Figura 5.7 - Efeito do Número de Reynolds na Velocidade Normalizada

Por último, investigou-se o efeito do aumento da velocidade de entrada na velocidade normalizada (U/U_0) encontrada dentro do difusor. Foram utilizados dois números de Reynolds ($Re = 6,7 \times 10^4$ e $Re = 2 \times 10^4$) e avaliado o comportamento do fluxo interno. O objetivo era garantir que para velocidades maiores o difusor se comportaria da mesma maneira, pois para as simulações do conjunto rotor difusor as velocidades de entrada seriam maiores.

Visualmente é muito difícil perceber uma diferença entre as curvas apresentadas na Figura 5.7. Pode-se dizer que se a diferença existe, ela é muito pequena e pode ser desconsiderada para resultados de simulações no intervalo entre os valores considerados de Reynolds ($2 \times 10^4 \leq Re \leq 6,7 \times 10^4$).

5.2 Validação do rotor NREL *phase vi* (Hand et. al., 2001)

Realizadas as simulações do modelo geométrico do rotor *phase vi* existe a necessidade de avaliar e discutir os resultados obtidos. Cabe a validação verificar se foram reproduzidos todos os aspectos físicos e matemáticos do experimento realizado por Hand et. al. (2001) nas simulações numéricas.

Primeiramente a validação será feita através de comparações com os resultados obtidos pelas simulações e os resultados obtidos experimentalmente. O primeiro parâmetro de comparação será o coeficiente de pressão. O coeficiente de pressão definido anteriormente (equação 2.9) representa grande impacto nos resultados pelo motivo no qual a pressão possui alta influência nos fenômenos aerodinâmicos. A pressão no caso experimental pode ser medida através de pressostatos posicionados no perfil do rotor.

Para avaliar os resultados dos coeficientes de pressão foram comparados as sessões de três posições radiais da pá. As três estações de medições de pressão foram posicionadas nas distâncias representadas por $0,3R$ (trinta por cento do raio), $0,63R$ e $0,95R$. As tomadas de pressão foram obtidas para as simulações com velocidade de sete metros por segundo ($u_\infty = 7 \text{ m/s}$ e $\lambda = 5,41$) na entrada. A Figura 5.8 ilustra os gráficos obtidos para a distribuição do coeficiente de pressão pela posição adimensionalizada ($X/Corda$).

É possível perceber que os resultados das simulações numéricas apresentaram boas predições no gráfico do coeficiente de pressão quando comparados com os valores experimentais fornecidos no relatório do NREL *phase vi* (HAND ET. AL., 2001).

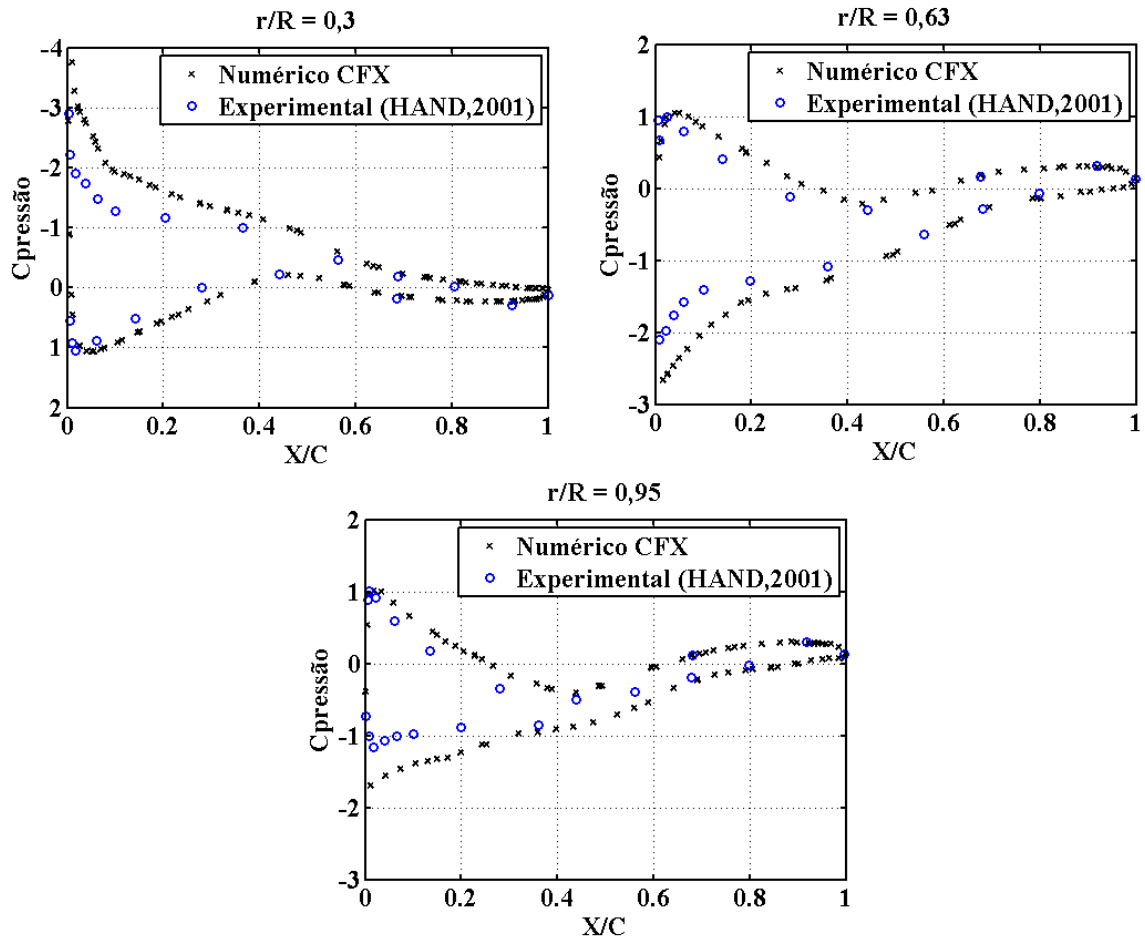


Figura 5.8 - Coeficiente de Pressão pela corda para $u_\infty = 7\text{ m/s}$

A pressão apresenta papel importante para o escoamento em torno do perfil. Caso haja gradiente de pressão adverso capaz de colapsar a camada limite a sustentação da pá é comprometida e conseqüentemente há perda de potência. Esse fenômeno, o stall, é um termo utilizado na aerodinâmica e indica a separação do fluxo de fluido no extradorso do aerofólio (de forma turbulenta), resultando na perda de sustentação. A Figura 5.9 mostra uma situação onde não existe a ocorrência do stall, é possível perceber que para a velocidade de 7 m/s as linhas de corrente se mantêm agrupadas no extradorso da pá. O ângulo de ataque pode ser responsável para que esse fenômeno ocorra, pois com aumento do ângulo de ataque maior a probabilidade de gradiente de pressão adverso. Entretanto enquanto não houver colapso da camada limite, com maior ângulo de ataque, maior será a força de sustentação e o torque no eixo.

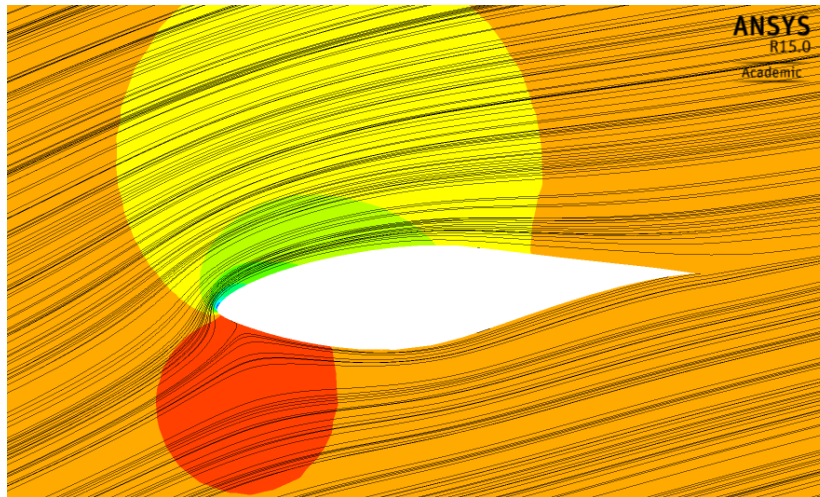


Figura 5.9 - Pressão na pá e linhas de corrente $u_{\infty} = 7m/s$

A Figura 5.10 ilustra um dos objetivos do presente trabalho, a comparação entre os resultados numéricos e os resultados experimentais expressos pelo coeficiente de potência e pela velocidade de ponta de pá (λ). É possível inferir que os resultados obtidos via simulação numérica (CFX) apresentam compatibilidade com os resultados experimentais apresentados por Hand et. al. (2001).

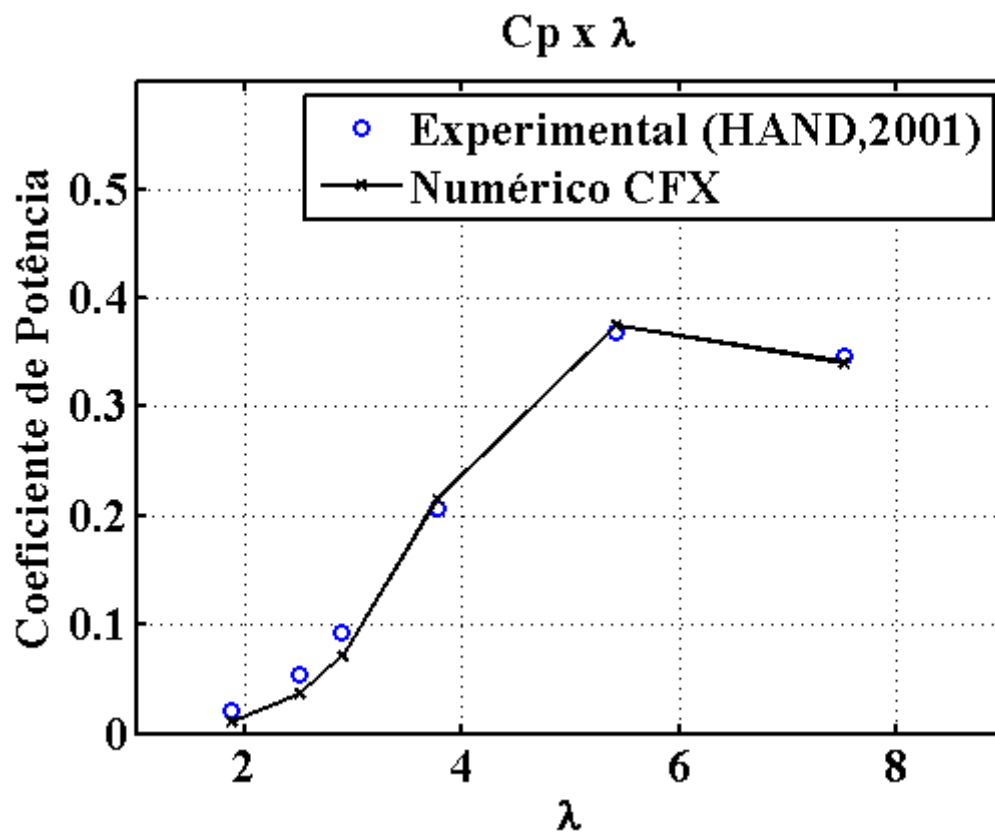


Figura 5.10 - Comparação entre o coeficiente de potência numérico e experimental

Há no entanto três pontos, referentes as velocidades de 20, 15 e 13 m/s, que apresentam divergência maiores dos pontos experimentais. Isso acontece devido ao fenômeno do *stall* que é contemplado para velocidades mais altas que 10 m/s. A Tabela 7 apresenta os resultados obtidos via simulação (CFX).

Tabela 7 - Resultados para phase vi

Velocidade de Trabalho [m/s]	Potência [kW]	Coefficiente de Potência (Cp)	Lambda (λ)
5	2,031	0,34082	7,59410
7	6,061	0,37538	5,42440
10	10,123	0,21504	3,79180
13	7,414	0,07079	2,91680
15	5,847	0,03634	2,52790
20	3,406	0,01032	1,89590

É possível fazer um comparativo entre os resultados obtidos pelo presente trabalho com alguns dos resultados disponíveis na comunidade científica. A Tabela 8 apresenta os resultados em função da velocidade de entrada do escoamento e da potência obtida pelas simulações de cada autor. Um dos melhores resultados apresentados na condição de *stall* é apresentado por Mo et al. (2013). A dificuldade de se obter bons resultados para esse fenômeno está associada às limitações existentes no modelo de transição de turbulência. O modelo SST apresenta boa capacidade de predição na camada limite, entretanto em situações de alto gradiente de pressão adverso esse modelo não apresenta os melhores resultados (LEE, 2012).

Tabela 8 - Resultados disponíveis na literatura

Velocidade de entrada [m/s]	Potência [kW]				
	5	7	10	13	15
Experimental (Hand, 2001)	2,12	6,01	10,15	9,93	8,91
Mo et. al. (2013)	-	5,83	9,93	9,9	9,5
Sorensen et. al. (2002)	-	5,45	12,15	9,49	6,8
Simulação CFX	2,031	6,061	10,123	7,414	5,847

5.3 Resultado do Conjunto Hidrocinético

Feitas as simulações do conjunto hidrocinético formado pela superposição das geometrias encontradas no rotor *phase vi* (HAND ET. AL., 2001) e no difusor flangeado (ABE E OHYA, 2003) o presente trabalho avaliou os resultados obtidos. O principal objeto de análise foi o coeficiente de potência do rotor, comparando os resultados para a geometria com e sem o difusor.

Antes de discutir os resultados relativos a potência é necessário explicar a escolha das situações operacionais anteriormente descritas. A idéia inicial era avaliar o conjunto em condições de operação igual aos da turbina validada, todavia isso não foi possível. Os resultados obtidos para velocidade de 7 m/s foram fora do esperado, onde a potência útil obtida foi menor que a potência útil para as simulações de rotor sem difusor.

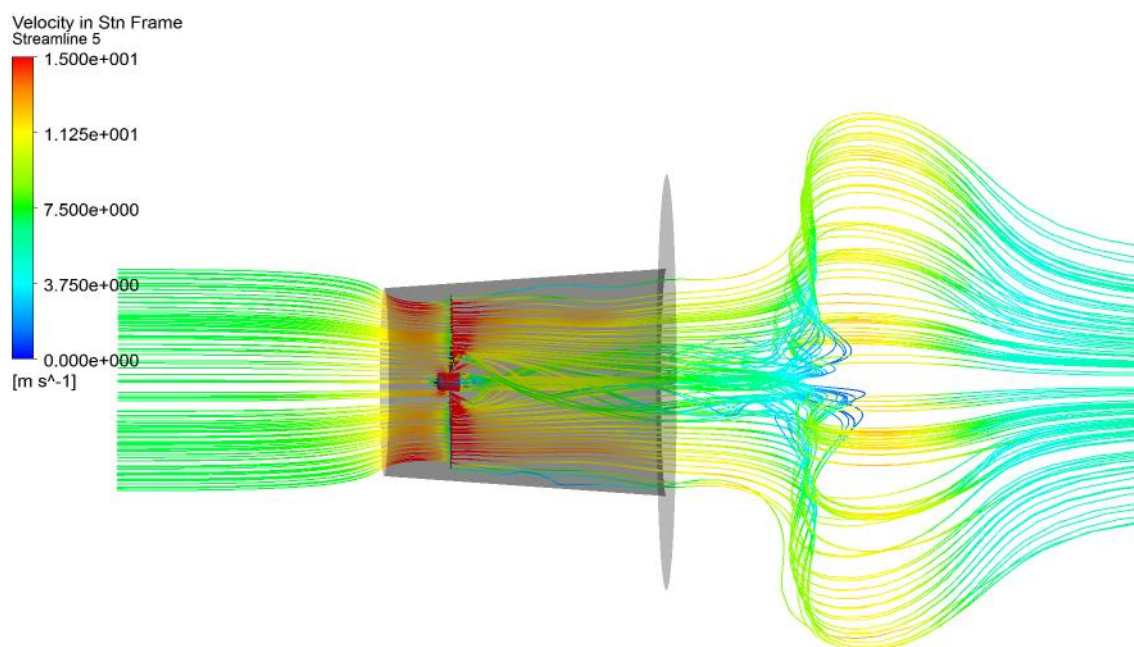


Figura 5.11 - Velocidade do escoamento no conjunto a $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$

O principal motivo da queda de rendimento é apresentado na Figura 5.11 que ilustra velocidades superiores à de entrada na região do rotor. O aumento excessivo da velocidade sugere que possivelmente tenha ocorrido o fenômeno do *stall*, o que justifica a queda de rendimento da máquina. A Figura 5.11 mostra que a velocidade das linhas de corrente próximas ao rotor possuem valores entre 13 a 15 m/s. Infere-se dos resultados apresentados para o rotor anteriormente que velocidades acima de 10 m/s tendem a ‘estolar’ a pá.

A Figura 5.12 mostra um comparativo entre o campo de pressão e as linhas de corrente para as simulações feitas para o rotor com e sem o difusor respectivamente. Portanto com o *stall* do aerofólio para a velocidade de entrada de 7 m/s existe a redução de sustentação da pá, então optou-se por diminuir a velocidade e estudar o comportamento do escoamento ao redor da pá.

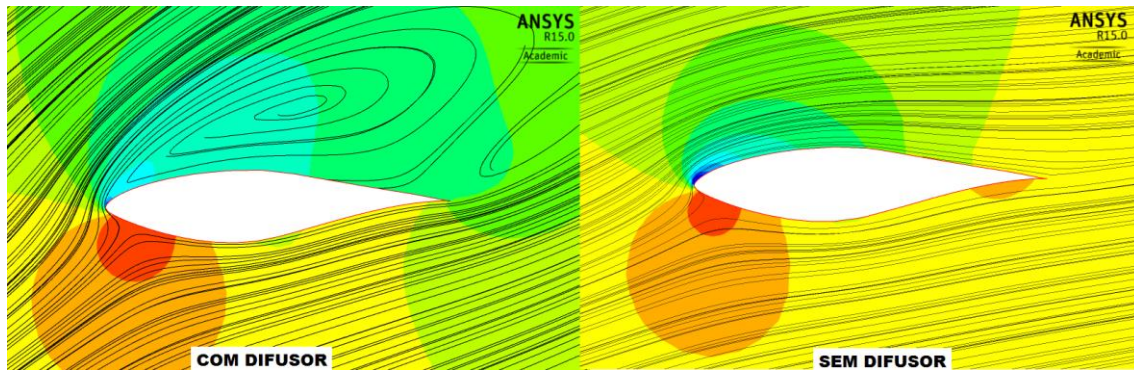


Figura 5.12 – Comparação das linhas de corrente com e sem difusor para $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$

As Figura 5.13, Figura 5.14, Figura 5.15 e Figura 5.16 ilustram as linhas de corrente e o gradiente de pressão no perfil aerodinâmico para situações de velocidade de entrada $u_{\infty} \leq 7 \text{ m/s}$. É perceptível a adesão do escoamento para próximo da parede conforme a velocidade de entrada (u_{∞}) diminui. As figuras obtidas equivalem a secção localizada a 0,63R do comprimento radial (R) da pá. O contorno colorido que representa pressão foi fixado para facilitar a análise deste fator. Os valores máximos foram fixados em 400 Pa e são representados por tons de vermelho, enquanto os valores mínimos por 1100 Pa identificados por tons de azul.

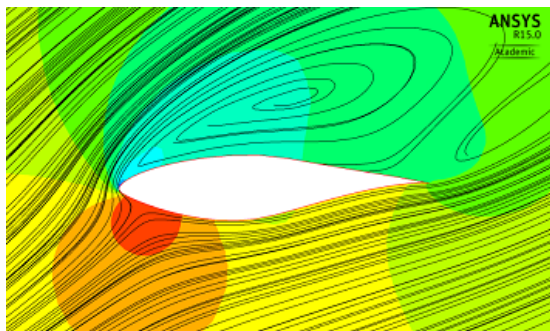


Figura 5.13 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 7 \text{ m/s}$

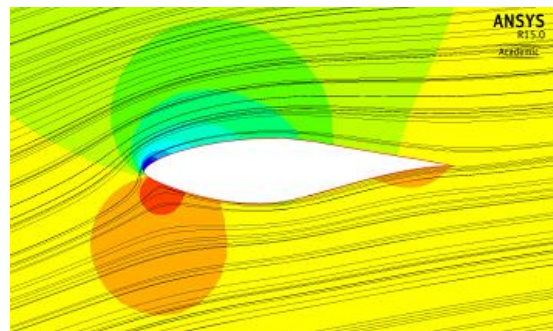


Figura 5.14 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 5 \text{ m/s}$

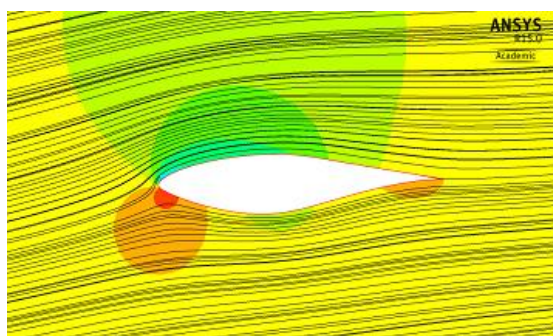


Figura 5.15 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 4 \text{ m/s}$

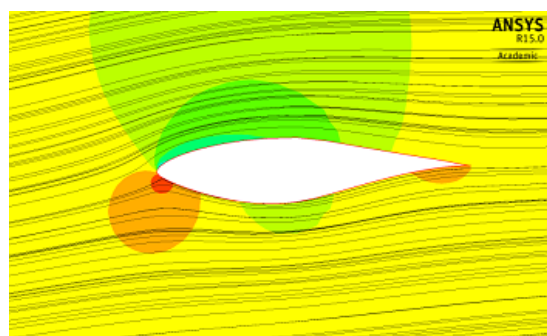


Figura 5.16 - Linhas de corrente e gradiente de pressão, $u_{\infty} = 3 \text{ m/s}$

O gráfico da Figura 5.17 apresenta a comparação entre o coeficiente de potência obtido para as simulações feitas com difusor e o caso do rotor do NREL validado. Com a utilização do difusor existe um grande incremento no coeficiente de potência. Para esse estudo tem-se que o aumento da eficiência é nítido e evidencia que a ação do difusor no ganho de velocidade no plano da turbina.

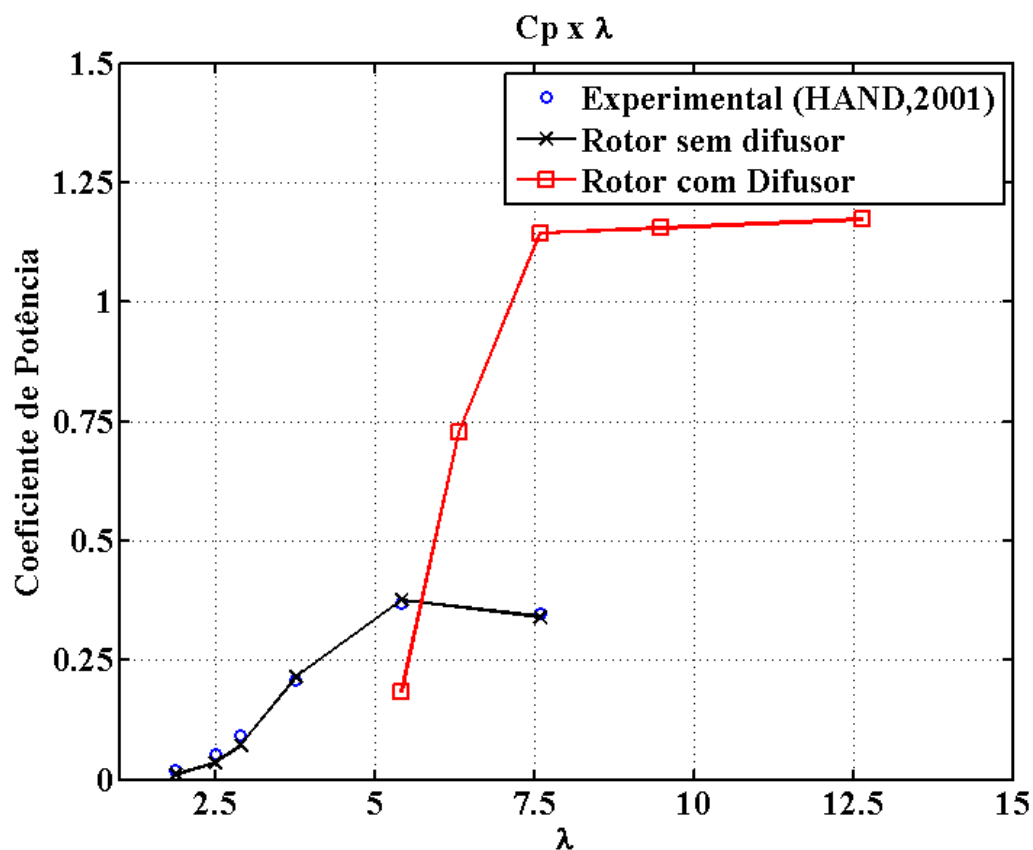


Figura 5.17 - Coeficiente de potência do conjunto hidrocínético

A linha com símbolos quadrados apresenta o resultado do conjunto hidrocínético para as velocidades encontradas na Tabela 9. Com a redução das velocidades a curva referente as simulações do rotor com difusor foi deslocada para a direita quando comparado com os resultados experimentais e numéricos só do rotor. Caso houvesse revisão no projeto das pás, a comparação direta para os mesmos valores de λ apontaria o ganho real de potência para as duas configurações abordadas. Conclui-se que o difusor faz passar pela área transversal do rotor com uma vazão maior quando comparado ao escoamento livre.

Tabela 9 - Resultados para o conjunto hidrocínético

Velocidade de Trabalho [m/s]	Potência [kW]	Coefficiente de Potência (Cp)	Lambda (λ)
3	1,508	1,17287	12,656
4	3,484	1,15420	9,4926
5	6,735	1,14427	7,5941
6	7,396	0,72736	6,3284
7	2,982	0,18271	5,4244

6. CONCLUSÃO

O trabalho teve como finalidade estudar o aumento de potência em turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal devido ao uso de difusores hidrodinâmicos acoplado a elas. Primeiramente para a realização desse estudo era necessária a validação de resultados experimentais existentes para difusores e turbinas. Após as validações e com uma metodologia sólida seria verificado o comportamento do conjunto turbina difusor, que não possui validação experimental. Portanto ao final devem ser apresentadas três situações; a validação do difusor (ABE E OHYA, 2003), a validação do rotor da turbina NREL *phase vi* (HAND ET. AL., 2001) e a verificação do conjunto turbina difusor.

Os modelos geométricos desse estudo foram concebidos via *SolidWorks* respeitando os modelos apresentado por Abe e Ohya (2003) e Hand et. al. (2001). No domínio foram utilizadas geometrias semelhantes a um túnel de vento com dimensões adequadas a cada um dos casos. A malha numérica criada no software *Ansys Meshing* foi composta por elementos tetraédricos e prismáticos, no qual os elementos prismáticos tiveram uma função de capturar os fenômenos de camada limite próximos a parede enquanto os tetraédricos a dinâmica do escoamento. As simulações utilizaram as equações de Navier-Stokes com a metodologia RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) devido ao baixo custo computacional. O modelo de turbulência utilizado foi o SST (Shear Stress Transport) devido aos bons resultados para regiões próximas e afastadas da parede.

Nos resultados do difusor foram apresentadas e comparadas as curvas da velocidade da linha central do difusor. Primeiramente foram apresentados os resultados experimentais (OHYA, 2003) e comparados com os resultados de todas as malhas simuladas para o difusor mostrando o comportamento delas em relação os dados experimentais. Então foram comparados os resultados experimentais com a malha mais refinada, mostrando que o caso numérico apresenta boas previsões ao caso experimental. Para validar a metodologia utilizada nas simulações era imprescindível a comparação entre os dados numéricos obtidos por Abe e Ohya (2003), os dados experimentais e os dados numéricos via CFX. Por último foi estudado o efeito da espessura e do número de Reynolds para o difusor. Para o efeito da espessura é mostrado no gráfico que existe um aumento considerável na velocidade normalizada quanto maior a espessura do difusor. No estudo do número de Reynolds foi mostrado que para uma faixa entre dois valores de Reynolds a velocidade normalizada no interior do difusor permaneceu a mesma.

Nos resultados das simulações do rotor foram realizadas comparações entre os resultados experimentais e numéricos do rotor *phase vi*. Primeiramente foram analisadas as curvas de coeficiente de pressão para três posições distintas radialmente na pá do rotor. Depois foram abordados resultados referentes ao coeficiente de potência. Com a comparação observou-se a semelhança entre os valores obtidos para o coeficiente de potência experimental e numérico. Mesmo com o fenômeno do *estol* devido o aumento de velocidade, foi possível obter bons resultados numéricos.

A simulação de conjunto apresentou resultados satisfatórios quanto ao ganho de coeficiente de potência para um modelo geométrico de pá que não previa uso de difusor em sua concepção. Para evitar os problemas relativo à sustentação das pás e comprometer o ganho de potência, é razoável que, caso seja adotada a opção de utilizar difusores flangeados exista um estudo prévio acerca do aumento de velocidade para a realização do projeto das pás. Os parâmetros econômicos para construção da máquina são importantes para a realização de um projeto. O difusor apresentado, particularmente pelas suas dimensões, acarretaria grande custo de projeto, o que provavelmente inviabilizaria sua utilização real em futuros projetos servindo apenas como objeto de estudo.

Concluiu-se que as validações realizadas para este trabalho apresentaram resultados condizentes com o esperado. Viu-se que as previsões encontradas para o difusor e rotor utilizando os pacotes comerciais adotados foram majoritariamente iguais aos casos experimentais avaliados, o que solidifica as metodologias para o difusor e rotor.

7. BIBLIOGRAFIA

- ABE E OHYA. An investigation of flow fields around flanged difusers using CFD. **Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Japan, 2003. 16.
- AL, V. E. A wind turbine aerodynamics. **Progress in aerospace science**, 2003.
- ANSYS. Introduction to Ansys CFX. **Ansys Inc.**, 2013.
- BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL. Relatório Final BEN. **Balanço Energético Nacional**, 2014. Disponível em:
<https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2014.pdf>.
- BARDINA, J. E. . H. P. G. . C. T. J. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. **NASA Technical Memorandum 110446.** , 1997.
- BARKIN, B. E. Simulating cavitating flows whit les in openfoam, 2010.
- BERNARD. Numerical Analisys of the cavitation flows, 2006.
- BETZ. A wind energy und ihre ausnutzung durch windmuehlen. **Gotting Vandenhoeck**, 1926.
- BRASIL, A. C. P. . S. L. R. B. . E. R. V. . F. W. O. A New Conception of Hydrokinetic Turbine of Isolated Communities in Amazon. **IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, Recife, Pernambuco, Brasil., 2006.
- BRASIL, A. C. P. J. **Hydrodynamics of free flow turbines**. Universidade de Brasília. [S.l.]. 2015.
- BRETON. Study of stall delay phenomenon and of wind turbina blade dynamics using numerical approaches and nrel's wind turbine test, 2008.
- CARCANGIU. Cfd rans study of horizontal axis wind turbine, 2012.
- CFD-ONLINE. **yplus**, 2010. Disponível em: <<http://www.cfd-online.com/Tools/yplus.php>>.
- CORTEN. Flow separation on wind turbine blades.
- FLECK. Simulações de grandes escalas oara analise de esteira aerodinamica da turbina eólica nrel phase vi.
- FOREMAN, K. M. A. G. B. L. Technical Development of the Diffuser Augmented Wind Turbine (DAWT)” Concept. **Wind Energy Innovative Systems Conf. Proc.**, Colorado Spring, Colorado, USA, 1979. 121-134.
- FREIRE, A. P. S. . M. P. P. M. E. S. J. "Turbulência", Coleção Cadernos de Turbulência. - **Associação Brasileira de Ciência Mecânicas**, 2002. 191-224.
- FUNCTION Space. **Reynolds-Average**. Disponível em:
<<http://functionspace.org/topic/3779/Reynolds-Averaging>>.
- GLAUERT. Das maximun der theoretisch moglichen ausnutzung des windes durch wind motoren. **Zeitschrift fur das Gesamte**.
- GOMES-ELVIRA. Anisotropy of turbulence in wind turbine wakes. **Journal of wind Engineering**.
- HAND ET. AL. Unsteady aerodynamics experiment phase iv. **National Renewable Energy Laboratory**, 2001.

HANSEN, M. O. L. . S. N. N. A. F. R. G. J. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. **Wind Energy**, 2000.

HANSEN, M. O. L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. Second Edition. ed. [S.l.]: London • Sterling, VA, 2008.

HIRSCH, C. **Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics**. 2ª. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2007.

INVANELL. A numerical computations of wind turbine wakes. **Gotland Un. Stockolm**, 2009.

JANG-OH MO, Y.-H. L. CFD Investigation on the aerodynamic characteristics of a small-sized windturbine of NREL PHASE VI operating with a stall-regulated method. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2011. 12.

KARMAN, T. V. Turbulence and Skin Friction. **Journal of the Aeronautical Sciences**, 1934.

LANGTRY. Correlation based transition model using local variables part 2, 2004.

LAUNDER, B. R.; SPAULDING, D. B. Mathematical models of turbulence. **Academic Press**, 1974.

LAW of the wall. **Cfd-online**, 2009. Disponivel em: <http://www.cfd-online.com/Wiki/Law_of_the_wall>.

LEE, M. E. Cfd investigation on the aerodynamics characteristic of a small-sized wind turbine nrel phase vi operating with stall regulated method, 2012.

LISSAMAN, W. E. Applied aerodynamics of wind power machines. **Oregon University**, 1978.

MENTER. Zonal two equation k-w tubulence models for aerodynamics flows, 1994.

MINER, E. W. E. A. Evaluation of the near wall k-epsilon turbulence model by comparison with direct simulations of turbulent chanel flow. **Interim Report Naval Research Lab.**, 2013.

MO. Effects of wind speed change on wake intability of a wind turbine in a virtual wind tunnel using large eddy simulation. **journal of wind engineering and industrial aerodynamics** , 2013.

NREL, N. R. E. L. Technical Report. **Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI: Wind Tunel Test Configurations and Avaliable Data Campaings**, December 2001. 310.

OHYA, Y. Development of shrouded wind turbine with brimmed difussers. **Wind Eng. Industrial Aerodynamics**, 2003.

OMAN, R. A. . F. K. M. A. G. B. L. . A Progress Report on the Diffuser Augmented Wind Turbine. **3rd Biennal Conference and Workshop on Wind Energy Conversion Systems** , 1975.

PEREIRA, V. M. Geração de Energia em Rios Planos. **XVIII ENCONTRO NACIONAL DOS GRUPOS PET**, Mato Grosso do Sul, 1º Outubro 2013. 3.

POTSDAM. untructured mesh cfd aerodynamics, 2009.

- PRANDTL, L. **On fluid motion with very small friction**. Heidelberg Mathematic Congress. Heidelberg: [s.n.]. 1904.
- REYNOLDS. **On dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion**. Londres: [s.n.], 1895.
- REZENDE, A. **Metodos Computacionais e Estatísticos**. PUC-Rio. Rio de Janeiro. 2008. (0510821).
- RIO VAZ, D. A. T. D. . "Projeto de Rotores Hidrocinéticos de Eixo Horizontal Adaptados às Condições dos Rios Amazônicos. **M. Sc. thesis**, Brasil Universidade Federal do Pará, 2011. 63-73.
- RODRIGUES, A. P. D. S. P. Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocinética – Otimização Via Algoritmos Genéticos. **Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas**, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.
- SCHLICHTING, H. **Boundary Layer Theory**. [S.l.]: [s.n.]. 1995.
- SHINOMIYA, L. D. Numerical study of flow around diffusers with different geometry using CFD applied to hydrokinetics turbines design, 2013.
- SORENSEN. Navier Stokes predictions of the nrel phase vi rotor in the nasa ames wind tunnel, 2002.
- TURBULENCE of Wall. **Computational Fluid Dynamics**, 2013. Disponível em: <<http://www.computationalfluidynamics.com.au/turbulence-part-3-selection-of-wall-functions-and-y-to-best-capture-the-turbulent-boundary-layer/>>.
- VRIES, D. **Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy**. [S.l.]: [s.n.], 1979.
- WENZEL. Análise numerica das esteiras de turbinas eólicas de eixo horizontal. **Universidade Federal do Rio Grande do Sul**, 2010.
- WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. [S.l.]: DCW Industries, inc, 1988.